

Stephan Husung

**Simulation akustischer Produkteigenschaften unter
Nutzung der Virtual Reality während der
Produktentwicklung**

Berichte aus dem
INSTITUT FÜR MASCHINEN- UND
GERÄTEKONSTRUKTION (IMGK)

Herausgegeben von

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulf Kletzin (Maschinenelemente),

Univ.-Prof. Dr.-Ing. René Theska (Feinwerktechnik) und

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber (Konstruktionstechnik)

aus dem Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK) an
der TU Ilmenau.

Band 20

Diese Reihe setzt die „Berichte aus dem Institut für
Maschinenelemente und Konstruktion“ fort.

Simulation akustischer Produkteigenschaften unter Nutzung der Virtual Reality während der Produktentwicklung

Stephan Husung



Universitätsverlag Ilmenau
2012

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Ilmenau als Dissertation vorgelegen.

Tag der Einreichung: 4. März 2011

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Dr. h. c. Günter Höhne
(Technische Universität Ilmenau)
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Klaus Zimmermann
(Technische Universität Ilmenau)
3. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Gausemeier
(Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn)

Tag der Verteidigung: 11. November 2011

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

Universitätsverlag Ilmenau

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag

Herstellung und Auslieferung

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

www.mv-verlag.de

ISSN 2191-8082 (Druckausgabe)

ISBN 978-3-86360-026-6 (Druckausgabe)

URN [urn:nbn:de:gbv:ilm1-2011000510](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2011000510)

Geleitwort der Herausgeber

Die Konstruktion von Maschinen und Geräten sowie die zugehörigen Methoden und Werkzeuge sind seit den frühen 1950er Jahren ein profilbildender Schwerpunkt an der Technischen Universität Ilmenau und ihren Vorgängerinstitutionen. Es war daher ein nahe liegender Schritt, dass die drei konstruktiv orientierten Fachgebiete der Fakultät für Maschinenbau - Maschinenelemente, Feinwerktechnik/Precision Engineering, Konstruktionstechnik - im Mai 2008 das Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK) neu gegründet haben. Das IMGK steht in der Tradition einer Kette ähnlicher Vorgängerinstitute, deren wechselnde Zusammensetzung hauptsächlich durch sich über der Zeit ändernde Universitätsstrukturen bedingt war.

Zweck des Institutes ist es, die Kompetenzen und Ressourcen der beteiligten Fachgebiete zu bündeln, um Forschung und Lehre zu verbessern und erzielte wissenschaftliche Ergebnisse gemeinsam in die Fachöffentlichkeit zu tragen.

Ein wesentliches Instrument ist hier die Schriftenreihe des Instituts für Maschinen- und Gerätekonstruktion. Sie führt eine erfolgreiche Schriftenreihe des im Jahr 1991 gegründeten unmittelbaren Vorgängerinstitutes IMK (Institut für Maschinenelemente und Konstruktion) fort.

In der Schriftenreihe erscheinen in erster Linie die am Institut entstandenen Dissertationen, daneben werden aber auch andere Forschungsberichte, die in den thematischen Rahmen passen und von allgemeinem Interesse sind, in die Schriftenreihe aufgenommen.

Der vorliegende Band 20 ist als Dissertation am Fachgebiet Konstruktionstechnik unter der wissenschaftlichen Betreuung von Professor Günter Höhne entstanden.

Die Herausgeber wünschen sich reges Interesse an der Schriftenreihe und würden sich freuen, wenn sie zum fruchtbaren Dialog in Wissenschaft und Praxis beitragen würde.

Ilmenau, im April 2012

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulf Kletzin (Maschinenelemente)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. René Theska (Feinwerktechnik)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber (Konstruktionstechnik)

Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Konstruktionstechnik des Instituts für Maschinen- und Gerätekonstruktion an der Technischen Universität Ilmenau.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Professor Günter Höhne, der sich stets Zeit für mich genommen hat. Durch zahlreiche Diskussionen, wichtige Ratschläge und Hinweise hat er stark zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Weiterhin möchte ich Professor Christian Weber, Leiter des Fachgebietes Konstruktionstechnik, danken, da er mir die notwendigen Freiräume für die Arbeit ermöglicht hat. Weiterhin konnte ich aus seinen konstruktiven Anregungen viele gute Ideen und Konzepte ableiten.

Außerdem möchte ich Professor Klaus Zimmermann und Professor Jürgen Gausemeier für die Übernahme des Gutachtens und die interessanten Diskussionen und Anregungen danken.

Dank gilt auch den Mitarbeitern vom Fraunhofer Institut für Digitale Medientechnologien Dr.-Ing. Sandra Brix, Dr.-Ing. Frank Melchior, Christoph Sladeczek und Thomas Korn für die zahlreichen guten Diskussionen über die Wellenfeldsynthese und deren Anwendungsmöglichkeiten.

Für das Korrekturlesen und vor allem die Geduld mit mir in der Endphase meiner Arbeit möchte ich meiner Frau Isabel, meinen Eltern und Schwiegereltern, meinem Bruder Matthias sowie meinen Freunden und Kollegen Hartwig, Sandra, Jana, Rafael, Michael, Felix, Matthias, Helge, Christian und Anton herzlich danken.

Für die gute Zusammenarbeit an der Universität bei der Ausarbeitung, den Untersuchungen an der FASP sowie bei der Messdatenerfassung danke ich weiterhin Sebastian Metag, Dr.-Ing. Helge Drumm, Dr.-Ing. Eberhard Lotter, Dr.-Ing. Gunhild Chilian, Sebastian Gramstat, Henning Schwanbeck, Andreas Wolf, Dr.-Ing. Anita Tröbs, Tobias Kästner, Veit Henkel, Michael Reeßing, Dr.-Ing. Torsten Brix, André Siegel, Matthias Döring, Kai Böswetter, Dr.-Ing. Erik Gerlach, den studentischen Hilfskräften Juliane Nägele, Sascha Hönig und Harald Paustian und den Mitarbeitern der Firma vrcom GmbH.

Dr. Jochen Neher und Professor Wender danke ich für die gute Zusammenarbeit bei der Einbindung der Simulationsdaten in die Monopol-synthese-Modelle.

Professor Grabow danke ich für die sehr guten Diskussionen über die Vierpoltheorie.

Ilmenau, April 2012

Stephan Husung

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden Grundlagen zur Nutzung der audiovisuellen Virtual Reality (VR) in der Produktentwicklung erarbeitet. Damit die akustischen Produkteigenschaften technischer Systeme in der VR hörbar gemacht werden können, wird eine Repräsentation für diese Eigenschaften, verbunden mit der Gestaltbeschreibung, geschaffen. Unter Nutzung empirischer Daten, einer komponentenweisen Repräsentation im Szenengraph und einfacher Manipulationsmöglichkeiten zur Anpassung des Schallfeldes in Echtzeit können erste Bewertungen des akustischen Produktverhaltens durchgeführt werden. Ein Schwerpunkt der Untersuchungen ist die Repräsentation der richtungsabhängigen Schallabstrahlung technischer Systeme im VR-Modell. Im Rahmen der Arbeit werden zwei indirekte Methoden zur Repräsentation der Richtcharakteristik durch räumlich verteilte Monopole erarbeitet, so dass sich die Repräsentation direkt in den VR-Szenengraph einbinden lässt. Die Methoden werden anhand konkreter Beispiele verifiziert.

Im Hauptteil der Arbeit werden Modelle entwickelt, die eine echtzeitfähige Simulation akustischer Produkteigenschaften auf der Körperschallebene ermöglichen. Hierfür wird eine komponentenweise Modellierung eingeführt. Über Schnittstellen mit Potential- und Flussgrößen können die Komponentenmodelle zu komplexeren technischen Systemen zusammengesetzt werden. Für die Anregungssimulation werden für einzelne Anregungsmechanismen vereinfachte Modelle entwickelt, welche über Produktmerkmale parametrisiert werden und in Abhängigkeit von Zustandsparametern die Berechnung der Anregungsspektren in Echtzeit ermöglichen. Außerdem werden empirisch erfasste Körperschallspektren verwendet, welche über Kennfelder abgebildet werden. Zur Simulation der Körperschallübertragung werden Modelle entwickelt, welche auf dem Konzept der Vierpole beruhen. In der Arbeit werden unterschiedliche Methoden der Parameterbestimmung für die Vierpole erörtert. Die entwickelten Modelle werden als Signalfussmodelle implementiert. Durch die generische Modellierung der Vierpole mit getrennter Datenhaltung und -bereitstellung lassen sich die Vierpolparameter den Körperschallmodellen effizient zuweisen. Für die Durchführung einer Akustiksimulation muss eine Simulation des aktuellen Betriebszustandes eines technischen Systems vorgeschaltet werden, damit die veränderlichen Potential- und Flussgrößen als Eingangsgrößen

für die Akustiksimulation in jedem Simulationsschritt vorhanden sind. Für den Datenaustausch zwischen Simulations- und VR-Modell wird ein Kommunikationsserver entwickelt. Anhand eines Anwendungsbeispiels werden die entwickelten Modelle validiert und die Vorteile der parametrischen Modellbeschreibung erörtert.

Abstract

This thesis is about the use of audio-visual Virtual Reality (VR) during the product development process. In order to represent acoustical information in the virtual product model the VR scene graph is enhanced by special sound-nodes which are linked to the structure and geometry information. Thus, a first evaluation of the acoustical product behaviour is possible by using empiric acoustic data, a component-wise representation in the scene graph, and interactive manipulation methods which allow for real-time adaptation of the sound field. Real components are characterised by a direction-dependent sound radiation. Therefore, two concepts for the representation of the directional characteristic of technical systems are developed using monopole-sources. The monopole-sources can be integrated directly into the scene graph. The concepts are evaluated by using examples.

The main part of the thesis explains the real-time simulation of structure borne sound stimulation and transmission. A component-wise representation approach is introduced for efficient modelling. The component models can be connected to more complex technical systems via interfaces, implying effort and flow variables. Parametric, simplified models are developed for some stimulation mechanisms, which calculate the stimulation spectrum according to the design parameters of the product and its current state in real-time. In addition, measured sound spectra are used. The simulation of structure borne sound transmission is based on a four-pole approach. Different parameter identification methods for these four-poles are discussed. In order to simulate the acoustical product properties the current kinetic state of the technical system has to be known. For this purpose, state models are developed, which can be coupled with the acoustic models. For the real-time information exchange between simulation model and VR-model a communication server is developed. The simulation models and methods are evaluated via an application example. The example is also used to demonstrate the advantages of parametric modelling.

Abbildungsverzeichnis	xvii	
Tabellenverzeichnis	xxiii	
1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Ziele der Arbeit	3
1.3	Eingliederung in den Entwicklungsprozess	6
2	Grundlagen und Stand der Technik	13
2.1	Virtual Reality	13
2.1.1	Definition Virtual Reality	13
2.1.2	Komponenten eines VR-Systems	14
2.1.3	Simulationen in der VR	15
2.1.4	Virtual Reality in der Produktentwicklung	17
2.2	Maschinenakustische Grundlagen	17
2.2.1	Körperschall	17
2.2.1.1	Finite Elemente Methode	21
2.2.1.2	Statistische Energieanalyse	21
2.2.1.3	Übertragungsfunktionen	22
2.2.1.4	Vierpole	23
2.2.2	Maschinenakustische Messtechnik	25
2.2.2.1	Messung von Körperschall	25
2.2.2.2	Messung von Luftschall	27
2.3	Auralisierungsmethoden	27
2.3.1	Binauraltechnik	28
2.3.2	Wellenfeldsynthese	28
2.3.2.1	Das Huygenssche Prinzip	28
2.3.2.2	Grundlage der Wellenfeldsynthese	30
2.3.2.3	Möglichkeiten der Wellenfeldsynthese für die Produktentwicklung	31
2.4	Schlussfolgerungen zum Stand der Technik	32
3	Einrichtung eines audio-visuellen VR-Systems	35

4	Auralisierung akustischer Produkteigenschaften technischer Systeme in der VR	41
4.1	Einbindung akustischer Informationen in das VR-Modell	41
4.1.1	Parameter der Sound-Knoten	41
4.1.2	Zuordnung der Schallquellen zu den Komponenten	43
4.1.3	Anwendungsbeispiele auf Basis experimenteller Daten	44
4.2	Einbeziehung der Richtcharakteristik	46
4.2.1	Portalmethode	48
4.2.2	Methode der Monopolsynthese	52
4.3	Zusammenfassung	62
5	Simulation akustischer Produkteigenschaften	63
5.1	Gesamtkonzept akustischer Simulation in der VR	63
5.1.1	Simulationsmodelle für audio-visuelles VR	63
5.1.2	Modularisierung der Simulationsmodelle	64
5.1.3	Einflussgrößen für die Anregungs- und Körperschallmodelle	65
5.1.4	Einbindung der Simulationsmodelle in die VR	66
5.2	Anregungsmodelle	70
5.2.1	Anregungsarten und -mechanismen	70
5.2.2	Simulation von Schwingungsanregungen	72
5.2.2.1	Zeit- und Frequenzbereich	72
5.2.2.2	Parametrische Modellierung	75
5.2.2.3	Anregungsmechanismen	76
5.2.2.4	Anregungsmodelle in der Simulation	78
5.2.3	Experimentelle Bestimmung von Schwingungsanregungen	79
5.3	Körperschallmodelle	81
5.3.1	Simulationsmethoden	81
5.3.2	Modellierung der Körperschallübertragung mit Vierpolen	81
5.3.3	Betrachtung kohärenter und inkohärenter Anregungsquellen	83
5.3.4	Zeitvariante Systeme	84
5.3.5	Reihen- und Parallelschaltung von Komponenten	85
5.3.6	Vierpole am geblockten oder freien Rand	86
5.3.7	Mehrpole	87
5.3.8	Bestimmung der Vierpolparameter	88
5.3.8.1	Vierpole aus Grundelementen der technischen Mechanik	88
5.3.8.2	Vierpole aus Messungen	89

5.3.8.3	Vierpole aus analytischen Ansätzen . . .	91
5.3.9	Modellierung der Kopplung	93
5.3.10	Umsetzung der Vierpolmodelle	94
5.3.10.1	Simulationssoftware	94
5.3.10.2	Datenhaltung und Bereitstellung der Parameter	94
5.3.10.3	Echtzeit-Simulation	96
5.3.11	Prinzipmodell Blechkopplung	97
5.4	Zustandsmodell	100
5.5	Visualisierungsmodell und Szenengraph	106
5.5.1	Modellstruktur im Szenengraph	108
5.5.2	Datenaustausch zwischen Zustandsmodell und VR-Modell	108
5.6	Zusammengesetzte Komponentenmodelle	110
5.7	Zusammenfassung	111
6	Anwendungsbeispiel Pick-and-Place-Maschine	113
6.1	Akustikmodell	115
6.1.1	Analyse der Anregungsquellen	115
6.1.2	Analyse der Anregungsmechanismen und Auswahl der Simulationsmethoden	116
6.1.2.1	Schwingungsanregung in den Kugellagern	116
6.1.2.2	Schwingungsanregung am Zahnradgetriebe	122
6.1.2.3	Schwingungsanregung an den Zahnriemengetrieben	125
6.1.2.4	Schwingungsanregung an den Kugelumlaufführungen	127
6.1.3	Schallübertragungspfade	129
6.2	Zustandsmodell	134
6.3	Parameterbestimmung	136
6.3.1	Systemanalyse zur Bestimmung der Vierpolparameter	137
6.3.2	Betriebsschwingungsanalyse zur Validierung der Simulationsergebnisse	137
6.4	Validierung des Simulationsmodells	139
6.5	Möglichkeiten der Modellanalyse	141
6.5.1	Auswertung der Körperschallspektren an einzelnen Punkten	141
6.5.2	Variable Modellparameter	141
6.6	VR-Modell der Pick-and-Place-Maschine	142
6.7	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	143

7	Zusammenfassung und Ausblick	151
A	Anhang	155
A.1	Vierpolmodell für einen Ein-Massen-Schwinger	155
A.2	Lebedev-Quadratur und Eigenfunktionsamplituden . . .	156
A.3	Lösung der Schwingungsgleichungen für die angeregte Welle	158
A.4	Vierpolparameter der Blechkopplung	162
A.5	Ergebnisse der Rauheitsmessung auf der Blechoberfläche	163
A.6	Parameter zur Bestimmung der Normalsteifigkeit	164
A.7	Technische Parameter der Pick-and-Place-Maschine . . .	165
A.8	Verwendete Messhardware	165
A.9	Parameter für die Steifigkeitsberechnung an Kugellagern	165
A.10	Parameter für die Steifigkeitsberechnung an Zahnradgetrieben	167
	Literaturverzeichnis	169
	Abkürzungen und Formelzeichen	187

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schallentstehungs- und Übertragungskette (mit v -Schwing- schnelle und p -Schalldruck)	2
1.2	Derzeitige Nutzung der VR in der Produktentwicklung	3
1.3	Erweiterung der VR um die Auralisierung empirisch er- fasster akustischer Produkteigenschaften	4
1.4	Hauptanforderungen an die Simulationsmodelle	5
1.5	Erweiterung der VR um Simulationsmodelle für akusti- sches Produktverhalten	6
1.6	Konstruktiver Entwicklungsprozess nach VDI-Richtlinie 2221 [VDI93]	7
1.7	CPM (Characteristics-Properties Modelling) und PDD (Property-Driven Development) Ansatz [Web09a]	9
1.8	Unterstützung der konstruktiven Entwicklung durch Lärm- minderungsverfahren nach [ISO09]	10
1.9	Gesamtkonzept der Einbindung akustischer Untersuchen- gen mittels der VR in den Entwicklungsprozess am Bei- spiel einer Pick-and-Place-Maschine	12
2.1	Beispiel für einen einfachen Szenengraph [Gau01]	16
2.2	Körperschallübertragung zwischen zwei Punkten	19
2.3	Gemessenes Frequenzspektrum einer realen mechanischen Eingangsadmittanz bei transienter Anregung	19
2.4	Allgemeiner mechanischer Vierpol	23
2.5	Signalflussmodell eines Vierpols in der Impedanz-Form für komplexe Größen	25
2.6	Prinzip der Fensterung und FFT	26
2.7	Konzept der Binauraltechnik am Beispiel eines Geigen- spielers mit richtungsabhängiger Schallabstrahlung [Len08]	29
2.8	Grundprinzip der Wellenfeldsynthese [Bra04a]	29
2.9	Parameter des Kirchhoff-Helmholtz Integrals nach [Mel05]	30
2.10	Lautsprecheranordnung für die Wellenfeldsynthese mit zwei Beispielquellen	32
2.11	Einsatz von Simulationswerkzeugen in Abhängigkeit von der Frequenz	34

3.1	Ebenen für die Lokalisation von Schallereignissen [Len08]	36
3.2	Audio-visuelles VR-System (FASP) am Kompetenzzentrum Virtual Reality der Technischen Universität Ilmenau [Höh09]	37
3.3	Systemarchitektur der FASP an der Technischen Universität Ilmenau	38
4.1	Parameter der Sound-Knoten	42
4.2	Modell der Pick-and-Place-Maschine nach [Ull03]	44
4.3	VR-Modell des Rundtaktautomaten	45
4.4	Kugelkoordinaten	47
4.5	Übergang eines Benutzers zwischen diskreten Raumbe- reichen mit Wechsel des umgebenden Schallfeldes	48
4.6	Portale am Beispiel des Rundtaktautomaten mit Schall- quellen	50
4.7	Prinzip der Anpassung der Quellfunktion zwischen zwei Portalen	50
4.8	Übergang zwischen zwei Portalen	51
4.9	Prinzip der Monopolsynthese	53
4.10	Korrelation zwischen den Eigenfunktionsamplituden für einen Radius von 300 mm	56
4.11	Einbindung der Monopolquellen in den Szenengraph	57
4.12	Bewegungssystem zur Abtastung der Kugeloberfläche	58
4.13	Übergabe der Schalldruckverteilung an die Monopolsyn- these	59
4.14	Richtcharakteristik des Lautsprechers	59
4.15	Richtcharakteristik des Hinterachsgetriebes	60
5.1	Beispiel der Überlagerung direkter und indirekter Schall- abstrahlung sowie der Wechselwirkung zwischen den Kom- ponenten	64
5.2	Zerlegung des Gesamtsystems in Komponentenmodel- le und Verknüpfung der Komponentenmodelle mit dem Szenengraph	65
5.3	Kopplung der Komponentenmodelle über Potential- und Flussgrößen	67
5.4	Gesamtkonzept der Einbindung der Simulationsmodelle in die audio-visuelle VR	69
5.5	Umrechnung zwischen Zeit- und Frequenzbereich unter Nutzung der FFT und der IFFT	73
5.6	Erfassung der relativen Amplituden aus dem Spektrum	73

5.7	Stauchung und Streckung des Spektrums bei Änderung der Potentialgröße (Amplituden sind normiert)	74
5.8	Bestimmung des Anregungsspektrums basierend auf der drehwinkelabhängigen Steifigkeit	77
5.9	Spektren bei unterschiedlichem zeitlichen Verlauf der Stoßfolge (normiert)	77
5.10	Generelles Anregungsmodell mit Aufteilung in Pre-Prozess und Echtzeit-Simulation, relativen Amplituden sowie den Einflussgrößen	78
5.11	Kompakte Darstellung des Anregungsmodells mit Aufteilung in konstante und veränderliche Einflussgrößen	79
5.12	Dreidimensionales Kennfeld zur Repräsentation experimentell bestimmter Anregungsspektren	80
5.13	Signalflussmodell eines Vierpols zur Beschreibung der Körperschallübertragung durch eine Komponente am Beispiel einer potentialgrößengetriebenen Hybrid-Form mit Anregungs- und Lastmodell	82
5.14	Signalflussmodell einer Verschaltung von Vierpolen in Hybrid-Form	83
5.15	Parallelschaltung von Elementen in einem mechanischen System nach [Bal09]	85
5.16	Signalflussmodell für die Parallel- und Reihenschaltung von Komponenten	86
5.17	Bestimmung der Vierpolparameter	89
5.18	Modell einer Welle mit Kraftanregung über eine Riemenscheibe	92
5.19	Bereitstellung der Parameter mittels C++ „S-Functions“ am Beispiel der Hybrid-Form	95
5.20	Prinzipmodell Blechkopplung (links: Versuchsaufbau, rechts: CAD-Entwurf)	97
5.21	Anregung und Messung an den Blechen	98
5.22	Signalflussmodell der Blechkopplung	98
5.23	Aus den Messergebnissen ermittelte dynamische Steifigkeit (die statische Steifigkeit ist als Vergleich mit dargestellt)	99
5.24	Vergleich von gemessener und simulierter Schnelle am Ausgang v_4	100
5.25	Signalflussmodell eines Vierpols für das Verhalten einer Masse im Zeitbereich	101
5.26	Prinzipsymbol eines Zahnradgetriebes mit Potential- und Flussgrößen am Ein- und Ausgang (zur Vervollständigung des Prinzipsymbols werden die Lager mit dargestellt)	102

5.27	Einfache Kennlinie eines lastabhängigen Antriebsmodells	103
5.28	Signalflussmodell von Vierpolen zur Beschreibung eines einstufigen Zahnradgetriebes	104
5.29	Signalflussmodell von Vierpolen zur Beschreibung eines einstufigen Zahnradgetriebes mit Querkopplung zur Bestimmung der Radialkraft	105
5.30	Konzept des Kommunikationsservers	107
5.31	Zusammengesetztes Komponentenmodell	110
6.1	Pick-and-Place-Maschine	113
6.2	Technisches Prinzip der Pick-and-Place-Maschine ohne Riemenspanner	114
6.3	Technisches Prinzip der Pick-and-Place-Maschine mit Kennzeichnung der Anregungsquellen	115
6.4	Einflüsse auf die Körperschallanregung	117
6.5	Geometrische Parameter eines Kugellagers	117
6.6	Signalflussmodell für das Verhalten des Kugellagers in radialer Richtung mit resultierender, winkelabhängiger Steifigkeit unter Vernachlässigung der Masse der Kugeln	118
6.7	Repräsentation der Steifigkeiten am Kugellager unter Vernachlässigung der Masse der Kugeln	119
6.8	Lagersteifigkeit für $A_W = 10$, $D_W = 4,8$ mm, $D_T = 20$ mm, $F_{R0} = 200$ N	120
6.9	Spektrum des Schnellepegels für $A_W = 10$, $F_R = 200$ N, $n = 120 \frac{\text{U}}{\text{min}}$	121
6.10	Betrachtete Einflüsse auf das Anregungsmodell der Kugellager	121
6.11	Abmessungen am Zahnradpaar	123
6.12	Verlauf der Zahnsteifigkeit $c(\varphi_1)$ (bei $z_1 = 48$, $z_2 = 24$, $m = 2$ mm, $b = 20$ mm)	124
6.13	Betrachtete Einflüsse auf das Anregungsmodell des Zahnradgetriebes	124
6.14	Einflussparameter für das Anregungsmodell des Zahnriemengetriebes	127
6.15	Schnittmodell einer Kugelumlaufführung nach [Oht00]	128
6.16	Kennfeld der geschwindigkeits- und frequenzabhängigen Anregung einer Kugelumlaufführung	128
6.17	Körperschallnetzwerk innerhalb der Pick-and-Place-Maschine	130
6.18	Kennzeichnung der Körperschallpfade im Gestell zwischen den Lagern (Punkte) und drei ausgewählten Oberflächenpunkten (Sterne)	131

6.19	Ausschnitt aus dem Körperschallmodell der Pick-and-Place-Maschine	133
6.20	Grundstruktur des Zustandsmodells der Pick-and-Place-Maschine	134
6.21	Zahnriemengetriebe 3 (links: Technisches Prinzip, rechts: Original)	135
6.22	Theoretischer und gemessener Geschwindigkeitsverlauf des Abtriebs am Zahnriemengetriebe in vertikaler Richtung	135
6.23	Geschwindigkeitsverlauf des Abtriebs am Zahnriemengetriebe in vertikaler Richtung	136
6.24	Parameterbestimmung an der Pick-and-Place-Maschine	137
6.25	Spektrogramm der Körperschallbeschleunigung der Pick-and-Place-Maschine auf der linken Seitenplatte in der Mitte	138
6.26	Simulationsergebnis der Körperschallbeschleunigung auf der linken Seitenplatte in der Mitte	140
6.27	Vergleich gemittelter Beschleunigungsverläufe	141
6.28	VR-Modell der Pick-and-Place-Maschine	143
6.29	Vorgehensweise zur Erarbeitung audio-visueller VR-Modelle	148
6.30	Nutzung audio-visueller VR-Simulation in der Produktentwicklung	149
A.1	Mechanisches Modell eines Ein-Massen-Schwingers	155
A.2	Signalflussmodell eines Ein-Massen-Schwingers	155
A.3	Modell einer Welle mit Kraftanregung über eine Riemenscheibe	158
A.4	Vierpolparameter der Einzelbleche	162
A.5	Ergebnisse der Rauheitsmessung auf der Blechoberfläche	163
A.6	Radien am Kugellager nach [Wei03]	166

Tabellenverzeichnis

2.1	Vierpol-Formen für komplexe Größen	24
4.1	Vor- und Nachteile der Portalmethode	52
4.2	Vor- und Nachteile der Monopolsynthese	61
5.1	Vor- und Nachteile der Kopplung vom Zustandsmodell mit dem Anregungs- und Körperschallmodell	66
5.2	Klassifikation typischer mechanischer Anregungen	70
5.3	Relative Amplituden aus dem Anregungsspektrum	75
5.4	Signalflussmodelle für die Randbedingungen geblockter und freier Rand	87
5.5	Vierpolmodelle für mechanische Grundelemente	89
5.6	Bestimmung der Sechspolparameter in der Admittanz- Form	93
5.7	Simulationszeiten je Signalflussmodell	96
6.1	Variable Modellparameter	142
6.2	Realisierte Anregungsmodelle	145
A.1	Kenngrößen der Oberflächenrauheit [Kra82] (Auszug) . .	164
A.2	Technische Parameter der Pick-and-Place-Maschine . . .	165
A.3	Hilfskoeffizienten zur Berechnung der Kugellagersteifig- keit nach [Wei03]	166
A.4	Geometrische Parameter für die Berechnung der Zahn- steifigkeit nach [Zie71]	167

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die gesellschaftlichen und industriellen Anforderungen an innovative technische Produkte verlangen von den Produktentwicklern mehr und mehr die frühzeitige Berücksichtigung und Optimierung aller relevanten Produkteigenschaften. Dabei ist eine für viele Produkte immer wichtiger werdende Produkteigenschaft das akustische Verhalten während der Nutzung. Dies umfasst Produkte der Fertigungs- und Automatisierungstechnik, Haushalts- und Bürotechnik, der Fahrzeugtechnik und andere schallerzeugende Maschinen und Geräte. Es müssen hierbei Untersuchungen zur Belästigung der mit dem technischen Produkt interagierenden Personen sowie zum subjektiven Einfluss des akustischen Verhaltens durchgeführt werden [Web10].

Akustische Produkteigenschaften werden bei vielen technischen Produkten gezielt zur Informationsübertragung eingesetzt und optimiert. Diese werden vor allem dann herausgestellt, wenn das akustische Verhalten Träger funktionsrelevanter Informationen ist (z.B. Warnsignale, Kennzeichnung von Funktionen und Problemen). Weiterhin wird das akustische Verhalten hervorgehoben und mit viel Aufwand optimiert, wenn dieses ein Markenimage oder spezielle Funktionen symbolisieren soll. Die akustischen Produkteigenschaften können aber auch unerwünscht sein, wenn durch funktionelle oder technologische Prozesse Schall entsteht, der für den Menschen unangenehm ist. Die Ursachen können in der Amplitude des Schalldrucks, den angeregten Frequenzen oder dem Zeitverlauf des Schallsignals liegen. Gesetzliche Vorschriften und Richtlinien [Nor03, Lär07, ISO97a] schreiben derzeit zulässige Schallpegel für den Arbeitsschutz vor. Für das Empfinden des akustischen Verhaltens spielen neben dem Gesamtschallpegel auch das zugehörige Frequenzspektrum und der zeitliche Verlauf eine entscheidende Rolle, die daher Berücksichtigung finden müssen.

Derzeit werden akustische Untersuchungen primär an Hand von Experimenten durchgeführt. Dies ist erst nach dem Bau physischer Prototypen oder gar des gesamten Produktes möglich. Zu diesem Zeitpunkt sind in der Produktentwicklung nur noch wenige Änderungen am technischen System möglich. Das Ziel und die Vision der Forschungsarbeiten, in welche die hier vorliegende Dissertation eingebettet ist, ist daher die

Durchführung akustischer Untersuchungen auf Basis digitaler Modelle, die der Ingenieur aus Informationen in seinen Konstruktionsprogrammen sowie weiteren Datensystemen erstellen kann. Viele Untersuchungen beschäftigen sich mit der Nachbildung akustischer Phänomene entlang der Schallentstehungskette (siehe Abbildung 1.1). Hierfür werden aufgrund der Komplexität oftmals zeitaufwändige, numerische Berechnungsverfahren eingesetzt.

Je früher in die Schallentstehungskette eingegriffen wird, desto wirksamer sind in der Regel die Maßnahmen [ISO09, ISO97b, Die01, Gum01]. Man spricht hier von primären Maßnahmen, die direkten Einfluss auf die Schallanregung, also die Ursache für den Schall, haben. Das Eingreifen zu Beginn der Schallentstehungskette ist oftmals jedoch nur schwer realisierbar. Daher werden auch sekundäre Maßnahmen untersucht, welche die Körperschallausbreitung, die Schallabstrahlung und die Schallausbreitung in der Luft beeinflussen.

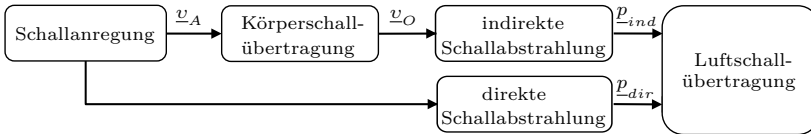


Abbildung 1.1: Schallentstehungs- und Übertragungskette (mit v -Schwingschnelle und p -Schalldruck)

Da oftmals die Entwicklungsingenieure wenig Erfahrung in der Bewertung des akustischen Verhaltens auf Basis simulierter oder gemessener Schallspektren haben, ist eine Hörbarmachung (Auralisierung) der Ergebnisse eine sinnvolle Möglichkeit. Dabei ist zu beachten, dass das menschliche Gehör die Schallinformationen nur selektiv wahrnimmt. So werden Schwingungen im sehr niedrigen Frequenzbereich (< 20 bis ca. 40 Hz) kaum bis gar nicht über das Gehör wahrgenommen. Die höchste Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs liegt im Bereich von etwa 2.000 bis 5.000 Hz [ISO06b]. Die Wahrnehmung des Gehörs hängt weiterhin vom zeitlichen Verlauf des Schallsignals ab. Dies untermauert noch einmal die Notwendigkeit der Auralisierung, da viele Schallsignale anders wahrgenommen werden, als im Spektrum ersichtlich, auch wenn man versucht, die Spektren mittels einer Bewertung der Wahrnehmung anzupassen [ISO03].

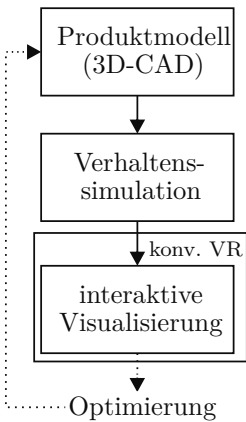


Abbildung 1.2: Derzeitige Nutzung der VR in der Produktentwicklung

Für das Ansprechen möglichst vieler Sinnesorgane hat sich die Technologie Virtual Reality (VR) etabliert. Derzeit liegt der Fokus in der Produktentwicklung primär auf der Visualisierung geometrischer (Gestalt technischer Systeme), direkt mit der Geometrie verbundener (z.B. Kinematik) oder abstrakter Informationen (z.B. Richtungspfeile, Falschfarbenrepräsentationen) von technischen Systemen oder durchgeführten Simulationen (siehe Abbildung 1.2). Die Auralisierung ist möglich, wird aber derzeit für die Produktentwicklung kaum genutzt. Die zusätzliche Berücksichtigung des akustischen Verhaltens erhöht den Grad der Immersion in der VR und ermöglicht eine Bewertung der akustischen Eigenschaften zusammen mit der Gestalt. Mit dem Einsatz in der VR kommen zu den hohen Anforderungen an eine akustische Modellierung auch die Anforderungen an die Echtzeitfähigkeit hinzu [MT03]. Diese konträren Anforderungen verlangen grundlegende Untersuchungen zu Berechnungsmethoden und -modellen mit zulässigen Vereinfachungen.

1.2 Ziele der Arbeit

Diese Arbeit soll einen Beitrag zur Simulation und Auralisierung akustischer Produkteigenschaften in der VR leisten. Für das Erreichen des Gesamtziels sind zahlreiche Untersuchungen notwendig. Im Rahmen dieser Arbeit sollen von diesen zwei wesentliche Schwerpunkte behandelt werden:

1. Entwicklung von erweiterten VR-Modellen für technische Systeme zur Repräsentation akustischer Produkteigenschaften, verbunden mit der Gestaltbeschreibung
2. Entwicklung von Methoden und Modellen zur echtzeitfähigen Simulation akustischer Produkteigenschaften technischer Systeme in Abhängigkeit vom veränderlichen Zustand und von den Produktmerkmalen

Die vorliegende Arbeit ist folgendermaßen gegliedert: Nach der Analyse des Stands der Technik im Kapitel 2 folgt die Konzeption und

Inbetriebnahme eines audio-visuellen VR-Systems mit der Kopplung von Stereoprojektion und akustischer Wellenfeldsynthese (WFS). Dieses stellt die materielle Grundlage für die Untersuchung audio-visueller VR-Modelle dar.

Damit die akustischen Produkteigenschaften technischer Systeme in der VR hörbar gemacht werden können, muss zunächst eine Repräsentation für die akustischen Produkteigenschaften, verbunden mit der Gestaltbeschreibung, geschaffen werden. Dies ist Bestandteil des Kapitels 4. Die Repräsentation wird anhand konkreter Beispiele verifiziert. Die Akustik-Daten stammen dabei primär aus Messungen (siehe Abbildung 1.3). Durch eine komponentenweise, parametrische Beschreibung wird eine erste interaktive Modifikation der empirisch erfassten Schallfelder ermöglicht.

Technische Systeme besitzen meist eine richtungs- und frequenzabhängige Schallabstrahlung. Diese sollte bei der Auralisierung berücksichtigt werden, wodurch sich der Realitätsgrad erhöht und der Nutzer die richtungsabhängige Intensität des abgestrahlten Schalls erfassen kann. Ein weiterer Schwerpunkt im Kapitel 4 ist daher die Einbeziehung der Richtcharakteristik technischer Systeme bei der Auralisierung und die notwendige Modellierung im VR-Modell.

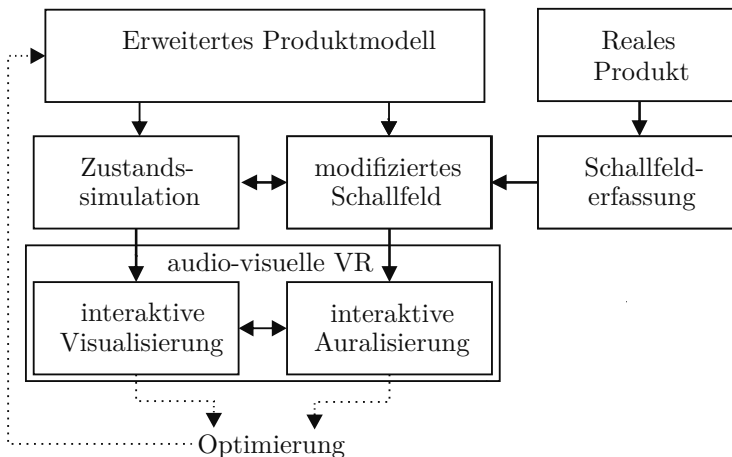


Abbildung 1.3: Erweiterung der VR um die Auralisierung empirisch erfasster akustischer Produkteigenschaften

Die ausschließliche Verwendung von Messdaten oder Ergebnissen aus Vorausberechnungen ermöglicht noch keine Beeinflussung des akustischen Verhaltens in der VR. In der Produktentwicklung ist die Vision,

während der Nutzung der audio-visuellen VR den Einfluss von Veränderungen der Produktmerkmale, der Kraft- und Bewegungsgrößen auf das akustische Verhalten zu bewerten, um so das akustische Verhalten gezielt zu optimieren. Um sich dieser Vision zu nähern, werden der Auralisierung vorgeschaltete, echtzeitfähige Simulationsmodelle für die Anregung, Körperschallausbreitung und Abstrahlung benötigt. Der Fokus der Diskussionen in dieser Arbeit liegt auf Anregungs- und Körperschallmodellen bis an diskrete Oberflächenpunkte des technischen Systems. Die Oberflächenpunkte bilden die Schnittstelle für eine weiterführende Abstrahlungssimulation. Die Modellierung der Schallabstrahlung ist nicht Bestandteil dieser Arbeit.

Für den Einsatz der Simulationsmodelle in der Produktentwicklung und für die Nutzung in der VR ergeben sich die in Abbildung 1.4 dargestellten Hauptanforderungen, die teilweise konträr sind. Dies betrifft vor allem die Genauigkeit und die Echtzeitfähigkeit. Zur Anwendbarkeit der Simulationsmodelle in der Produktentwicklung müssen diese der Sichtweise des Konstrukteurs nachempfunden werden [Hus10a]. Um den Anforderungen nachzukommen, werden im Kapitel 5 semi-physikalische Modelle entwickelt (siehe Abbildung 1.5). Die Auralisierung ist in Abbildung 1.5 ausgegraut, da die Simulation der Schallabstrahlung im Rahmen dieser Arbeit für die Simulationsmodelle nicht betrachtet werden konnte.

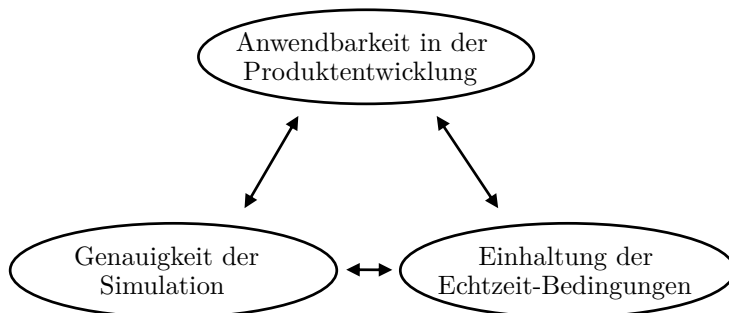


Abbildung 1.4: Hauptanforderungen an die Simulationsmodelle

Die entwickelten Modelle werden neben einer Prinzipbaugruppe an einem konkreten Anwendungsbeispiel im Kapitel 6 diskutiert. Außerdem werden die gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich der Zielstellung kritisch überprüft. Es werden Möglichkeiten und Grenzen der aktuellen Simulationsmodelle und der Parameteridentifikation aufgezeigt.

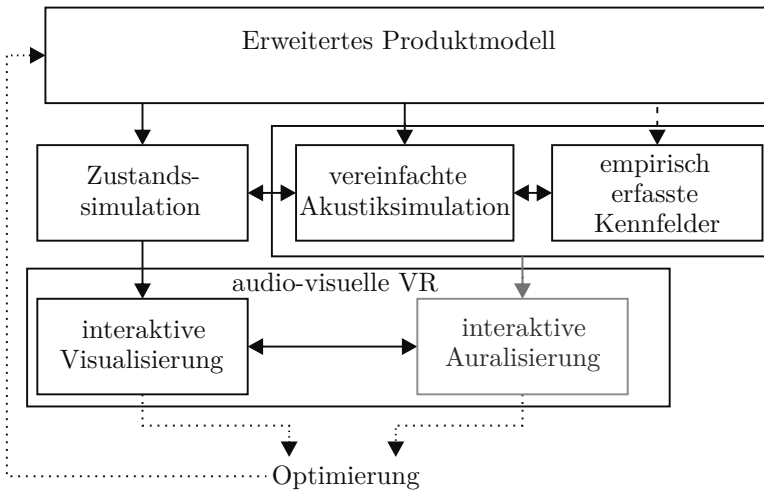


Abbildung 1.5: Erweiterung der VR um Simulationsmodelle für akustisches Produktverhalten

1.3 Eingliederung in den Entwicklungsprozess

Das Ziel des konstruktiven Entwicklungsprozesses ist im Wesentlichen eine Produktbeschreibung für ein technisches System, welche als Grundlage für die Produktherstellung und weitere Produktlebensphasen verwendet wird. Für eine hinreichende Beschreibung müssen nach [VDI93, Ans69, Höh83] die Umgebung, Funktion und Gestalt festgelegt sein. Unter Umgebung werden alle Objekte verstanden, welche sich außerhalb der Grenzen des betrachteten technischen Systems befinden und eine Beziehung zum technischen System besitzen [Kra00]. Die Funktion eines technischen Systems beschreibt die Überführung der Eingangs- in die Ausgangsgrößen [Kra00, Han76]. Ein technisches System kann ohne seine Umgebung keine Funktion erfüllen. Daher treten Wechselwirkungen zwischen beiden über die Systemgrenzen auf. Diese Wechselwirkungen lassen sich in die Kategorien „geometrisch-stofflich“, „energetisch“ und „informationstechnisch“ unterteilen. Die Gestalt beschreibt den Aufbau des technischen Systems und besteht aus geometrischen, stofflichen und Zustandsparametern [Spe91].

Die Aufgabe eines Konstrukteurs ist die Entwicklung eines technischen Systems für einen definierten Zweck unter Berücksichtigung der gestellten Anforderungen. Die Anforderungen beziehen sich dabei im Wesent-

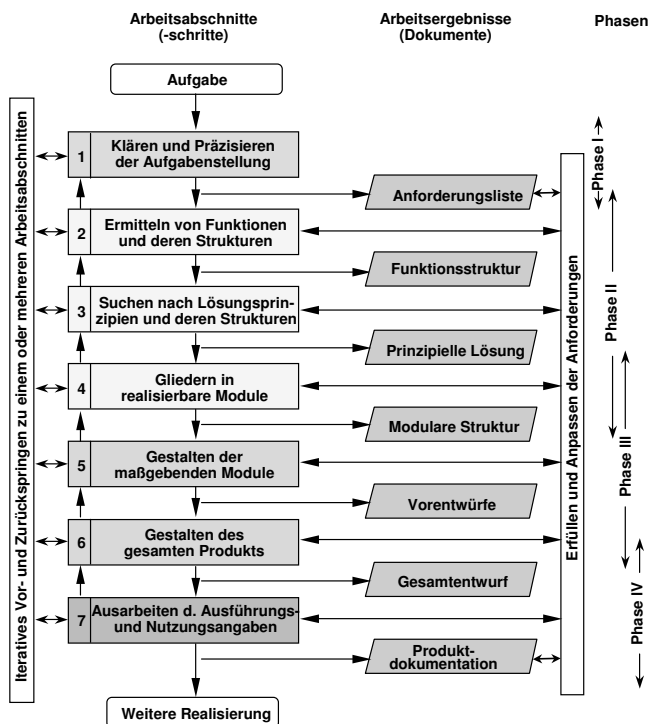


Abbildung 1.6: Konstruktiver Entwicklungsprozess nach VDI-Richtlinie 2221 [VDI93]

lichen auf die Funktion und die Umgebung des technischen Systems. Ziel der Entwicklung ist es, die Gestalt der Lösung festzulegen. Damit die konstruktive Tätigkeit hinsichtlich der gestellten Anforderungen und externen Rahmenbedingungen eine optimale Lösung liefert und ein möglichst breites Lösungsfeld berücksichtigt wird, sollte eine methodische Arbeitsweise eingehalten werden. Eine allgemeingültige Vorgehensweise beschreibt die VDI-Richtlinie 2221 [VDI93] (siehe Abbildung 1.6). In dieser wird eine systematische und strukturierte Arbeitsweise vorgeschlagen. Der konstruktive Entwicklungsprozess wird in vier grobe Phasen eingeteilt. Diese können je nach Konstruktionsart systematisch durchlaufen oder übersprungen werden und sie sind nicht scharf voneinander trennbar. Die Phasen sind Aufbereitungsphase/Aufgaben-

präzisionsphase (I), Konzeptphase (II), Gestaltungsphase (III) und Dokumentationsphase (IV).

Die VDI-Richtlinie 2221 ist das – auch international – bekannteste Vorgehensmodell für konstruktive Entwicklungsprozesse. Sie geht letztlich auch auf Arbeiten von Hansen in Ilmenau zurück [Han55, Han76], ergänzt um weitere, hier nicht im Einzelnen aufgeführte Arbeiten anderer Autoren.

Ein wichtiges Merkmal des konstruktiven Entwicklungsprozesses ist, dass die Konstruktion eines technischen Systems nicht kontinuierlich in eine Richtung fortschreitend vollzogen wird, sondern zahlreiche Iterationen aufweist. Der Prozess ist durch ein Vor- und Rückwärtsschreiten sowie erneutes Durchlaufen von Entwicklungsschritten, ausgehend von einer Verifikation der realisierten Produkteigenschaften hinsichtlich der gestellten Anforderungen, gekennzeichnet [VDI93]. In den ersten Phasen werden die funktionellen Eigenschaften des technischen Systems aus den gegebenen Anforderungen abgeleitet, welche in den nächsten Phasen durch Festlegung und Konkretisierung der Gestaltmerkmale realisiert werden sollen.

Eine andere Sichtweise auf die Produktentwicklung stellt Weber vor [Web09a]. Der Ansatz teilt den Prozess nicht in konkrete Phasen auf, sondern sieht den Konstruktionsprozess als TOTE (Test-Operate-Test-Exit)-Schleifen mit dem Ziel, die Abweichungen zwischen den Soll- und Ist-Produkteigenschaften zu verringern. Basierend auf dem Ansatz lassen sich technische Systeme über Produktmerkmale (M) und Produkteigenschaften (E) beschreiben (siehe Abbildung 1.7). Von außen wirken externe Einflüsse (EE) auf das System ein.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen die Begrifflichkeiten nach Weber genutzt werden, die folgendermaßen charakterisiert sind:

Produktmerkmale:

- Beschreiben die Struktur und Gestalt des technischen Systems und der Komponenten (Einzelteile aber auch zusammenhängende Baugruppen in einem technischen System)
- Der Konstrukteur kann diese direkt festlegen
- Beispiele sind Form, Abmessungen, Anordnung, Anzahl und Werkstoff von Komponenten

Produkteigenschaften:

- Beschreiben das Verhalten des technischen Systems bei Einwirkung externer Einflüsse

- Sie lassen sich nicht direkt festlegen, sondern folgen aus den Produktmerkmalen und externen Einflüssen [Web05a, Köh08]
- Beispiele sind Funktion, Störverhalten und akustisches Verhalten sowie weitere relevante Verhaltensparameter, auf die hier nicht detailliert eingegangen sei

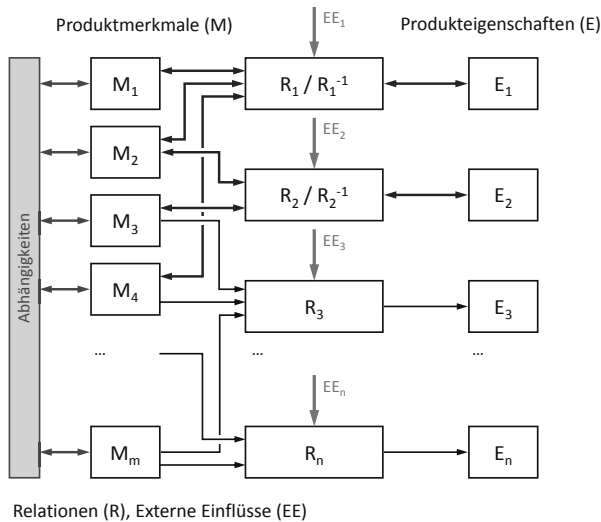


Abbildung 1.7: CPM (Characteristics-Properties Modelling) und PDD (Property-Driven Development) Ansatz [Web09a]

Das akustische Verhalten kann während der gesamten Produktentwicklung berücksichtigt werden. Die Möglichkeiten der Berücksichtigung wurden ausführlich von Dietz und Gummersbach untersucht [Die01, Gum01]. Eine gute Übersicht gibt auch die Norm ISO 11688-1 [ISO09]. Abbildung 1.8 zeigt die wesentlichen Möglichkeiten. Es zeigt sich, dass viele akustische Untersuchungen erst durchgeführt werden können, wenn quantitative Produktmerkmale festgelegt wurden. Die akustischen Untersuchungen sind daher vorwiegend ab der Gestaltungsphase sinnvoll. Erfahrungen aus dem akustischen Verhalten einer Konstruktion können aber auch Einflüsse auf die Konzeptphase haben. So zeigen die Untersuchungen von Dietz [Die01], dass bei vielen technischen Systemen die Veränderung der kinematischen Eigenschaften erheblichen Einfluss auf das akustische Verhalten hat. Werden diese Erkenntnisse frühzeitig berücksichtigt, können die Teilfunktionen des technischen Systems angepasst werden.

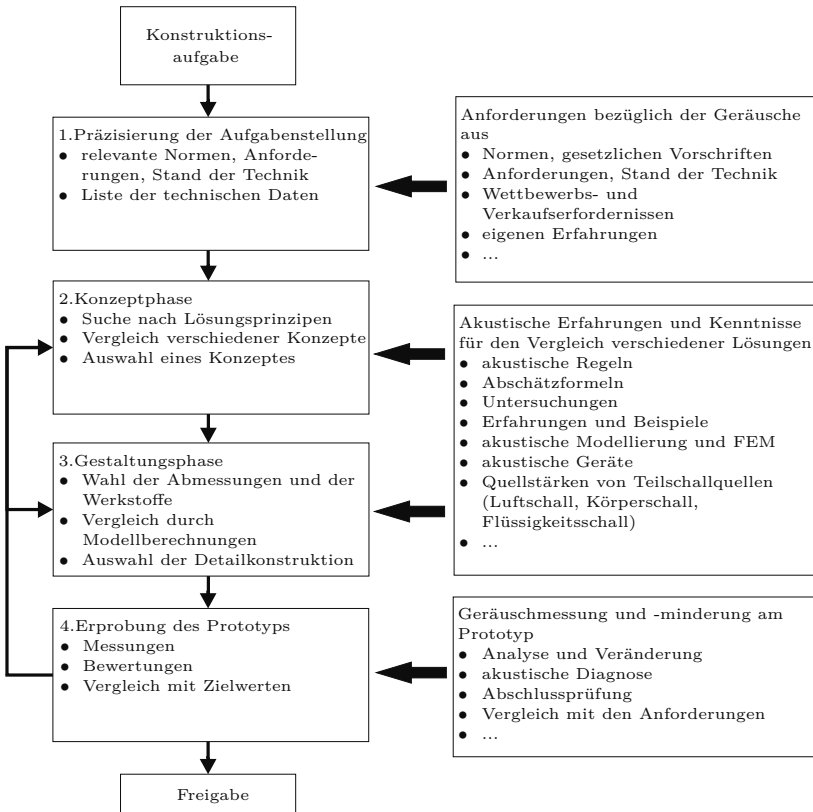


Abbildung 1.8: Unterstützung der konstruktiven Entwicklung durch Lärmminimierungsverfahren nach [ISO09]

Akustische Untersuchungen unter Einbeziehung von der VR sind erst möglich, wenn bereits Gestaltbeschreibungen vorliegen. Neben den akustischen Simulationsmodellen werden Gestaltmodelle für die Visualisierung in der VR sowie Modelle zur Beschreibung des kinematischen und kinetischen Verhaltens benötigt. Das Gesamtkonzept zur Einbindung akustischer VR-Untersuchungen in den Entwicklungsprozess ist in Abbildung 1.9 anhand eines Beispiels dargestellt. Die Abbildung zeigt die grundsätzliche Vorgehensweise zur interaktiven VR-Untersuchung unter Einbeziehung des akustischen Produktverhaltens. Die Eingangsdaten für die akustische Simulation in der VR können, je nach Anwendungsfall und den zur Verfügung stehenden Rechenwerkzeugen und In-

formationen, Messdaten, vorausberechnete Simulationsdaten oder Echtzeit-Simulationsergebnisse sein (Block 1 bis 3). Die Visualisierung in der VR erfolgt durch Rendering der Objekte im Szenengraph. Die Funktionsstruktur und das Technische Prinzip liefern wichtige Informationen für die Beschreibung des Verhaltens des technischen Systems. Die Zielstellung ist, in der VR eine interaktive Echtzeit-Simulation mit Visualisierung und Auralisierung der Ergebnisse durchzuführen (Block 4). Dabei besteht die Vision, dass auf Basis einer durchgeführten VR-Simulation Entscheidungen über konstruktive Maßnahmen zur Optimierung des akustischen Verhaltens getroffen werden können (Block 5 und 6). Die Maßnahmen können, wie auch in der Norm ISO 11688-1 [ISO09] dargestellt (siehe Abbildung 1.8), Auswirkungen auf die Gestaltungs- und die Konzeptphase haben. Auf die einzelnen Blöcke wird in der weiteren Arbeit Bezug genommen.

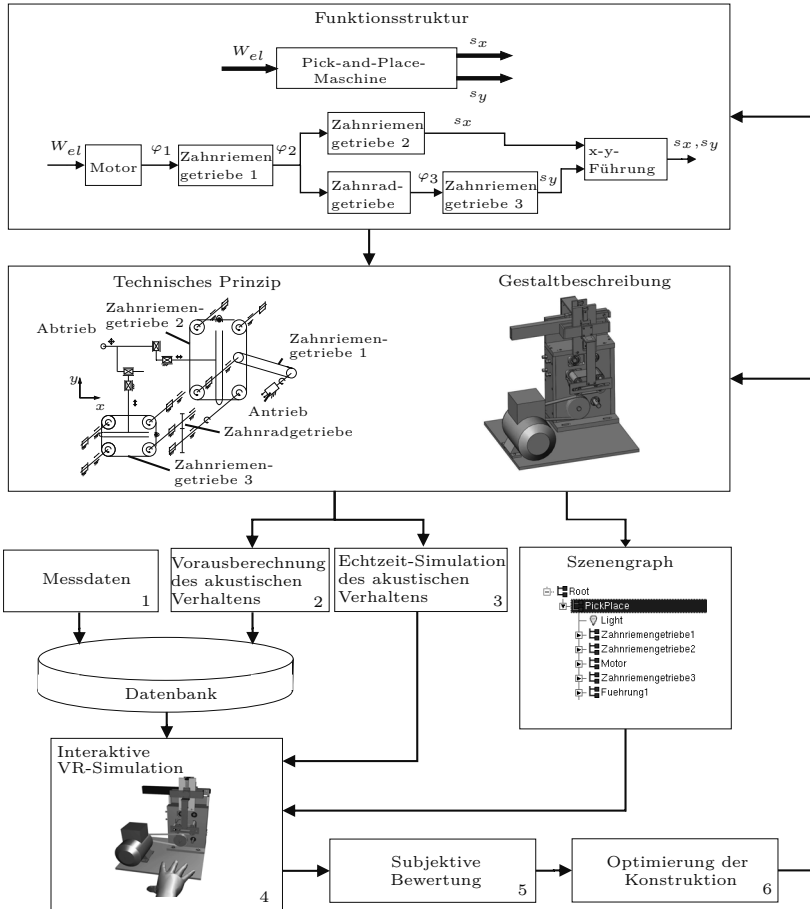


Abbildung 1.9: Gesamtkonzept der Einbindung akustischer Untersuchungen mittels der VR in den Entwicklungsprozess am Beispiel einer Pick-and-Place-Maschine

2 Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die relevanten Grundlagen für die Arbeit geklärt und der aktuelle Stand der Technik für die betrachteten Bereiche diskutiert. Hierzu gehört die Technologie Virtual Reality (VR). Weiterhin sollen die relevanten Grundlagen zur Maschinenakustik und zur maschinenakustischen Simulation mit dem Fokus auf die Echtzeitanwendung erläutert werden. Für die Konkretisierung der Anforderungen an die zu entwickelnde VR-Repräsentation werden die wichtigsten Auralisierungsverfahren kurz skizziert.

2.1 Virtual Reality

2.1.1 Definition Virtual Reality

Die Technologie VR ist eine multimodale, echtzeitfähige Mensch-Computer-Schnittstelle, die es ermöglicht, rechnerinterne Produktinformationen dreidimensional und immersiv zu präsentieren und mit diesen intuitiv zu interagieren [Bur03, Bri09a].

Kennzeichnend sind die folgenden Merkmale:

- Immersion/Präsenz
- Interaktion
- Echtzeitfähigkeit
- Multimodalität

Immersion beschreibt das „Eindringen“ des Benutzers in die virtuelle Welt und gibt an, wie viele Sinne des Benutzers mit welcher Qualität angesprochen werden. Die Immersion wird vor allem durch die Benutzerschnittstelle bestimmt [Sla03]. VR-Systeme lassen sich in voll-immersive, semi-immersive und nicht-immersive Systeme [Kal96] einteilen. Präsenz beschreibt das Gefühl, sich in der virtuellen Welt, die durch ein VR-System erzeugt wird, zu befinden. Der Benutzer kann mit den Objekten in der virtuellen Szene in Interaktion treten. Das Besondere dabei ist, dass der Benutzer intuitiv mit den virtuellen Objekten interagieren und sich wie in der realen Umgebung bewegen kann. Eine

wichtige Grundvoraussetzung hierfür ist, dass das VR-System echtzeitfähig ist. Im Bereich der VR wird unter Echtzeitfähigkeit verstanden, dass das VR-System nach einer sehr kurzen Zeit auf die Benutzereingaben reagiert, so dass der Benutzer keine Verzögerung wahrnimmt und es nicht zu Störungen in der Wahrnehmung kommt.

Neben der visuellen Präsentation verwendet man für das Erreichen möglichst realitätsnaher Wahrnehmungen und erweiterter Kommunikationsmöglichkeiten in der virtuellen Welt für bestimmte Anwendungen zusätzlich die Haptik („force-feedback“ oder „taktile“) [Swa06] und die Akustik [Höh09, Len08, Beg00].

Im Bereich der Produktentwicklung ist es das Ziel, dem Nutzer eine eingängige Analyse der virtuellen Prototypen zu ermöglichen und damit die Absicherung der Produkteigenschaften zu unterstützen.

Neben der VR findet in der Produktentwicklung die Technologie Augmented Reality (AR) Einsatz. Dabei wird die „reale“ Welt mit virtuellen Objekten angereichert [Sch08, Rad08, Gau09, Gau10].

2.1.2 Komponenten eines VR-Systems

Zur Nutzung der VR wird ein VR-System benötigt. Hierbei handelt es sich um ein technisches, computerbasiertes System, welches die Mensch-Computer-Schnittstelle realisiert [Sym00]. Jedes VR-System setzt sich im Wesentlichen aus vier Bestandteilen zusammen. Dies sind die Ein- und Ausgabegeräte, die VR-Software und die Datenbasis.

Die Ein- und Ausgabegeräte bilden die Verbindung zum Benutzer. Es existieren eine Vielzahl von Ein- und Ausgabegeräten [Kul09, Fri08]. Die Eingabegeräte erfassen die Benutzereingaben und übertragen diese an die VR-Software. Man unterscheidet grundsätzlich isotonische (Bewegungsgeräte) und isometrische (Kraft- oder Druckgeräte) Eingabegeräte [Dam07, Zha95]. Das Trackingsystem stellt als isotonisches Eingabegerät eine wichtige Komponente in einem VR-System dar. Mit diesem können die Positionen von Kopf, Händen sowie auch anderen Elementen ermittelt werden, um Ansichtssteuerung, Navigation, Selektion und Objektmanipulation zu ermöglichen. Die Ausgabegeräte sprechen die menschlichen Sinne an. Head Mounted Displays (HMD) und Projector Based Displays wie eine Powerwall oder CAVE (Cave Automatic Virtual Environment) [CN92] gehören unter anderem zu den graphischen Ausgabegeräten. Die akustische Ausgabe wird über Lautsprecher- oder Kopfhörersysteme (siehe Abschnitt 2.3) [Bri09b, Beg00, Bra04a] möglich. Außerdem existieren Ausgabegeräte, welche das haptische Wahrnehmungssystem des Menschen stimulieren [DP06]. Nach dem aktuellen Stand der Technik werden der Geruchs- und Geschmackssinn noch kaum über Ausgabegeräte stimuliert.

Eine wichtige Komponente in einem VR-System ist die VR-Software. Sie verwaltet die virtuelle Szene, übernimmt die Daten der Eingabegeräte, wertet Event-Funktionen aus und koordiniert die Kommunikation mit angebundenen Softwareanwendungen. Eine weitere wesentliche Aufgabe ist die Bildsynthese (Rendering der virtuellen Szene) und die Weitergabe der Informationen an die Ausgabegeräte [Bur03].

Die Beschreibung der virtuellen Szene ist in einem Szenengraph abgelegt (siehe Abbildung 2.1). Beim Szenengraph handelt es sich um einen gerichteten, azyklisch organisierten Graphen. Dieser besteht aus Knoten und Kanten. Die unterschiedlichen Knoten des Graphen repräsentieren die Elemente der virtuellen Szene, wie z.B. Geometrie-Elemente, Transformationen, Sound-Elemente und die Beleuchtung der Szene. Es gibt auch Szenengraphen, bei denen die Transformationen direkt mit den Elementen der Szene gespeichert werden und nicht als separate Knoten vorliegen (wie der Szenengraph der VR-Software Virtual Design 2 (VD2) der Firma vrcom GmbH [vrc06]). Die Kanten verbinden die Knoten hierarchisch über Eltern-Kind-Beziehungen zu einer Szene. Über diese Beziehung können die an das Eltern-Objekt zugewiesenen Eigenschaften und Attribute direkt an die Kind-Objekte übertragen werden [Bei98]. Für diese Arbeit sind dies vor allem die Positions- und Orientierungsdaten, welche über Transformationsmatrizen beschrieben sind. Der Szenengraph als Repräsentation für die Objekte in der VR wird oftmals auch als VR-Modell bezeichnet. Im Rahmen dieser Arbeit soll unter dem VR-Modell der Szenengraph mit allen Objekten (Geometrie, Sound etc.), erweitert um die Anwendungslogik verstanden werden.

Unter dem Begriff Rendern (Bildsynthese) versteht man im Kontext der graphischen Datenverarbeitung die Berechnung eines zweidimensionalen Bildes auf Basis von geometrischen 3D-Modellen [Ull04]. Dabei müssen die von der Anwendung veränderten Objekte der VR-Software vor dem Rendering eines neuen Bildes vorliegen. Im Bereich der akustischen VR wird auch die Berechnung der akustischen Szene als Rendern bezeichnet.

Den Zeitbereich, in welchem das VR-System läuft und das Rendering durchgeführt wird, nennt man VR-Session.

2.1.3 Simulationen in der VR

In vielen Fällen ist die VR-Software nicht in der Lage, das Verhalten eines Objektes im Szenengraph (ausgenommen dem Erscheinungsbild) zu beschreiben. Mit der VR-Software müssen daher Simulations-Werkzeuge gekoppelt werden, welche das Verhalten nachbilden. Hierfür

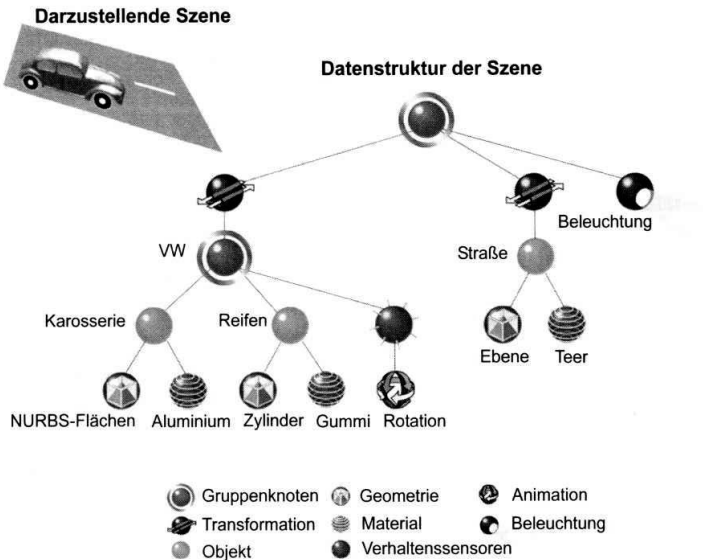


Abbildung 2.1: Beispiel für einen einfachen Szenengraph [Gau01]

existieren zwei Prinzipien. Das erste Prinzip besteht aus einer Voraussimulation des Verhaltens im Pre-Prozess. Die Ergebnisse der Simulation werden anschließend während der VR-Session mit dem VR-Modell präsentiert. Für diese Variante gibt es keine Einschränkungen hinsichtlich der Berechnungsdauer der Simulation. Jedoch kann während der VR-Session kein Einfluss auf die Parameter des Simulationsmodells genommen werden. Die zweite Variante ist die Echtzeit-Simulation. Bei diesem Prinzip müssen die Simulation in Echtzeit durchgeführt, das Simulationsmodell und der Szenengraph synchronisiert und Schnittstellen für die Interaktion vorgesehen werden. Der Vorteil dieses Prinzips ist, dass während der VR-Session eine Modifikation der Parameter des Simulationsmodells möglich ist. Neben den beiden Grundvarianten gibt es Mischformen der Simulation, bei denen Teilsimulationen in den Pre-Prozess verlagert und dann in der Echtzeit-Simulation deren Ergebnisse aufgerufen werden.

Inzwischen werden einzelne Echtzeit-Simulationen auch direkt in die VR-Software integriert, so dass der Übergang zwischen Simulations- und VR-Software immer mehr verschwimmt.

2.1.4 Virtual Reality in der Produktentwicklung

„*Virtual Reality (VR) und Augmented Reality (AR) sind Schlüsseltechnologien des Virtual Engineerings*“ [Kra07]. Im Bereich der Produktentwicklung erhält die Technologie VR einen immer höheren Stellenwert [Gau01]. Viele früh im Entwicklungsprozess begangene Fehler können in späteren Entwicklungsphasen nur unter hohem Kosten- und Zeiteinsatz wieder behoben werden. Unter Nutzung der VR können schon in frühen Entwicklungsphasen an virtuellen Prototypen Absicherungen durchgeführt werden, die so mit konventionellen Methoden nur schwer möglich wären [Höh09, Bur08]. Weiterhin ging in den letzten Jahren der Trend von der klassischen sequentiellen Produktentwicklung hin zur simultanen Entwicklung. Dadurch wird eine verstärkte Kommunikation zwischen einzelnen Unternehmensbereichen notwendig. Auch hier unterstützt die Technologie VR die Produktentwicklung als effizientes Werkzeug für die Kommunikation. *„Für die Zukunft wird erwartet, dass VR und AR durchgängig im Produktentwicklungsprozess Einsatz finden und darüber hinaus weitere Anwendungsfelder, wie z.B. im Marketing von hochwertigen, erklärungsbedürftigen Produkten, erschlossen werden“* [Kra07].

Anwendungsbereiche sind unter anderem:

- Bauraumuntersuchung und Montageanalyse [Gud07]
- Design-Überprüfung [Met07, Met08]
- Konstruktions-Überprüfung [Gau04, And09]
- Präsentation von Simulations- oder Messergebnissen [Hon04, Ber08, Gau10, Hus07b, Böh09]
- Ergonomieuntersuchung [Jun07, Met10]
- Produktionsplanung [Ost08, Hus09b]

2.2 Maschinenakustische Grundlagen

2.2.1 Körperschall

Als Körperschall werden Schwingungen bezeichnet, welche sich durch die Struktur von Objekten (Festkörpern) ausbreiten [Cre96]. Für diese Arbeit sind besonders erzwungene gedämpfte Schwingungen von Interesse. Im Gegensatz zu fluiden Schwingungen, wo nur Normalspannungen zur Schallausbreitung beitragen, treten beim Körperschall mehrere Wellenarten bei der Ausbreitung der Schwingungen auf, da neben Normalspannungen auch Schubspannungen zur Übertragung beitragen. Zu

den Wellenarten gehören unter anderem die Dehnwellen, die Biege-
wellen sowie die Torsionswellen [Hen08, Mös05].

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Schalls c_S hängt stark vom Werk-
stoff und der Wellenart ab. Bei Stahl werden Ausbreitungsgeschwin-
digkeiten bis etwa $5000 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ erreicht [Hen08]. Weitere Erläuterungen zur
Ermittlung der Ausbreitungsgeschwindigkeit sowie zur Dispersion bei
Biege-Wellen befinden sich in [Hec94, Hen08].

Zur Beschreibung des Körperschalls werden Potential- und Flussgrö-
ßen eingesetzt. Die wichtigste Potentialgröße beim Körperschall ist die
Schnelle \vec{v} [FC99, Sat07]:

$$\vec{v}(t) = \frac{\partial \vec{x}(t)}{\partial t} \quad [v] = \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.1)$$

Die Schnelle ist eine vektorielle Größe. Als Potentialgröße stellt die
Schnelle eine relative Größe dar, deren Wert sich stets auf eine Basis
bezieht.

Die wichtigste Flussgröße beim Körperschall ist die Kraft \vec{F} ($[F] = \text{N}$).
Im Bereich der Maschinenakustik werden Schwingungen als harmoni-
sche Oszillationen betrachtet:

$$v(t) = \hat{v} \cos(2\pi f t + \phi) \quad (2.2)$$

Dabei ist \hat{v} die Amplitude der Schnelle, f die Frequenz $[f] = \text{Hz}$, der
Reziprokwert der Schwingungsdauer $f = \frac{1}{T}$, und ϕ die Phasenverschie-
bung $[\phi] = \text{rad}$. Für eine effiziente Berechnung wird im Weiteren die
komplexe Schreibweise verwendet:

$$\underline{v}(t) = \hat{v} e^{i(2\pi f t + \phi)} \quad (2.3)$$

Eine wichtige Beschreibungsgröße der Schallausbreitung ist die Wellen-
zahl k :

$$k = \frac{2\pi f}{c_S} \quad [k] = \frac{1}{\text{m}} \quad (2.4)$$

Das mechanische Übertragungsverhalten (siehe Abbildung 2.2) zwi-
schen zwei diskreten Punkten (1 - Anregung, 2 - Antwort) kann über
die Admittanz (für $\underline{F}_{1j} \neq 0$):

$$\underline{Y}_{12ij}(f) = \frac{\underline{v}_{2i}(f)}{\underline{F}_{1j}(f)} \quad [Y] = \frac{\text{m}}{\text{Ns}} \quad (2.5)$$

bzw. die Impedanz beschrieben werden (für $v_{2i} \neq 0$):

$$\underline{Z}_{12ij}(f) = \frac{\underline{F}_{1j}(f)}{\underline{v}_{2i}(f)} = \frac{1}{\underline{Y}_{12ij}(f)} \quad [Z] = \frac{\text{Ns}}{\text{m}} \quad (2.6)$$

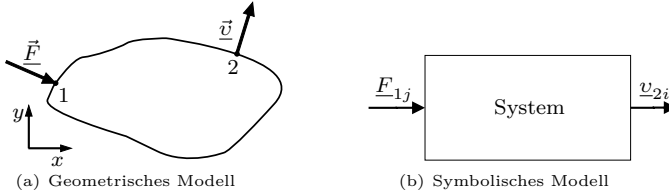


Abbildung 2.2: Körperschallübertragung zwischen zwei Punkten

Dabei ist \underline{F}_j die Komponente der frequenzabhängigen anregenden Kraft \vec{F} in Richtung \vec{e}_j und \underline{v}_i die Komponente der sich als Antwort ergebenden Schwingschnelle \vec{v} in Richtung \vec{e}_i . Die Indices i und j werden in der weiteren Arbeit nicht mitgeführt. Der erste Index bei der Kraft und der Schnelle kennzeichnet den Anregungspunkt (1) und den Antwortpunkt (2). Fallen beide Punkte zusammen, so spricht man von der Eingangsadmittanz bzw. -impedanz. Das Frequenzspektrum einer mechanischen Eingangsadmittanz zeigt Abbildung 2.3.

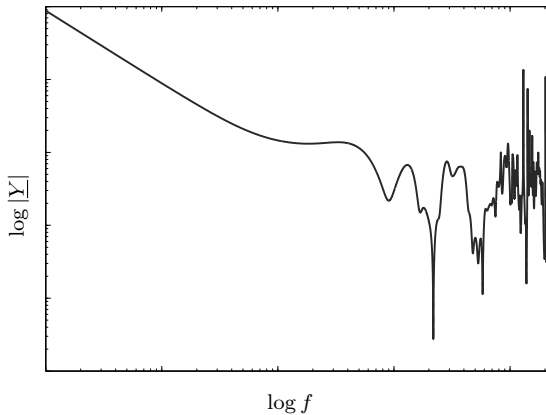


Abbildung 2.3: Gemessenes Frequenzspektrum einer realen mechanischen Eingangsadmittanz bei transients Anregung

Die Körperschallübertragung hängt von der Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsverteilung ab. Für die Maschinenakustik spielt in vielen Fällen die Dämpfung eine entscheidende Rolle. Dabei ist darauf zu achten, dass die innere Dämpfung von metallischen Bauteilen gering ist. Der größte Teil der Dämpfung in technischen Systemen wird an den Kopplungen durch die sogenannte Fugendämpfung erzeugt [Kol06]. Allerdings bereitet die Beschreibung der Übertragung an den Kopplungen deutlich größere Probleme als innerhalb der Bauteile, da die Übertragung an den Kopplungen meist stark nichtlineares Verhalten aufweist. Das Schwingungsverhalten (Eigenschwingungsverhalten sowie Verhalten bei erzwungenen Schwingungen) kann mittels unterschiedlicher Modelle beschrieben werden. Die Modelle müssen passend zu den Zielstellungen ausgewählt werden. Eine wichtige Zielstellung ist der relevante Frequenzbereich. Werden nur Schwingungen im sehr niedrigen Frequenzbereich betrachtet, so kann oftmals das Modell des Starrkörpers angewendet werden [Zim04]. Die Berechnung erfolgt mittels Mehrkörpersystem (MKS)-Simulationen [Ger09]. Diese Modellannahme trifft bei höheren Frequenzen nicht mehr zu. Hier müssen die zuvor als Starrkörper angenommenen Komponenten im technischen System entsprechend des relevanten Frequenzbereichs und der relevanten Eigenfrequenzen als Mehrmassen- oder als Kontinuumschwinger abgebildet werden. Das Schwingungsverhalten wird hierfür durch Schwingungsdifferentialgleichungen beschrieben [Zim09, Zim03].

Das Schwingungsdifferentialgleichungssystem kann mittels unterschiedlicher Ansätze gelöst werden. Bei analytischen Ansätzen wird die explizite Bewegungsgleichung in Abhängigkeit von der Zeit, vom Ort sowie von der Anregung ermittelt. Der Ansatz ist allerdings nur für einfache Systeme realisierbar. Für komplexe Systeme müssen oftmals numerische Methoden (z.B. Finite-Elemente-Methode (FEM) [Kol00, Vaj09, Est08b, Bec04] oder Statistische Energieanalyse (SEA) [Kor05, Lyo95, Zei06]) eingesetzt werden.

Generell kann gesagt werden, dass maschinenakustische Simulationen sehr aufwändig sind und die heutigen Werkzeuge und Methoden das maschinenakustische Verhalten nicht vollständig nachbilden können. Dies liegt unter anderem daran, dass die maschinenakustische Simulation ein mehrdimensionales Problem darstellt. Neben den räumlichen Schwingungsformen müssen auch die spektrale Verteilung sowie der zeitliche Verlauf berücksichtigt werden. Weiterhin ist die Kenntnis vieler Material-Parameter und Einflussgrößen nötig, die oftmals gar nicht oder nur schlecht bestimmt werden können [Kol00].

2.2.1.1 Finite Elemente Methode

Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ist die derzeit am häufigsten verwendete numerische Methode zur Lösung strukturmekanischer Problemstellungen. Hierfür wird die Komponente in finite Elemente aufgeteilt [Vaj09, Kol00]. Für den Einsatz von FEM für strukturmekanische Problemstellungen in der Maschinenakustik existieren zahlreiche Untersuchungen, welche die Vorteile der FEM, aber auch den notwendigen Aufwand aufzeigen [Gra07, Est08a, Fra08]. Eine wesentliche Herausforderung für die Untersuchungen ist die notwendige Modellgenauigkeit, da sehr hohe Frequenzen berücksichtigt werden müssen. „Für zuverlässige Ergebnisse setzt man bei der FEM an, dass pro Wellenlänge einer Mode mindestens sechs Elemente modelliert sein müssen“ [Kor05]. Mit wachsender Anzahl der Elemente steigt die Berechnungsdauer. Gerade komplexe Modelle müssen für die Simulation geeignet vereinfacht werden [Wen02]. Jedoch ist derzeit eine Echtzeit-Simulation meist nicht möglich.

Neben der FEM wird unter anderem für die Abstrahlungssimulation die Boundary-Elemente-Methode (BEM), oder auch Randelementmethode genannt, eingesetzt [Kol00, Est00]. Die FEM und BEM lassen sich gut koppeln, so dass eine Modellierung des Übergangs Körperschallausbreitung und Abstrahlung möglich ist [Est08b, Wen02].

2.2.1.2 Statistische Energieanalyse

Die Statistische Energieanalyse (SEA) dient der Bestimmung räumlicher und zeitlicher Mittelwerte der Schwingungsenergie [Kor05]. Hierfür wird das technische System in Einzelsysteme aufgeteilt. Zwischen diesen werden Bilanzgleichungen aufgestellt [Zei06]. Bei der SEA wird davon ausgegangen, dass die Schwingungsenergie von dem System mit dem höheren energetischen Niveau zu dem System mit dem niedrigeren Niveau übertragen wird. Die Kopplung der einzelnen Systeme wird über Kopplungsverlustfaktoren beschrieben. Die Anregungsgröße ist eine Leistung [Fec04]. Durch Lösen der Bilanzgleichungen kann die Schwingungsenergie in den Einzelsystemen bestimmt werden [Kor05]. Bei der SEA-Methode werden die Frequenzen nicht einzeln betrachtet, sondern es wird stets eine Mittelung über Frequenzbänder in Abhängigkeit von der Modendichte durchgeführt. Daher ist die Anwendung der SEA eingeschränkt. Ein sinnvoller Einsatz ist erst bei hohen Frequenzen möglich, wenn in den Frequenzbändern eine hohe Modendichte vorliegt [Kor05, Zei06]. Dies ist allerdings auch gleichzeitig ein großer Vorteil dieser Methode, da durch die hohe Modendichte andere Verfahren, wie FEM, in diesem Frequenzbereich schwer anwendbar sind. Für

die in dieser Arbeit betrachtete Anwendung hat die SEA den Nachteil, dass die komplexen Amplituden der Potential- und Flussgrößen für die einzelnen Frequenzen und an definierten Punkten nicht bekannt sind. Es werden nur zeitlich, räumlich und über die Frequenzen gemittelte Größen bestimmt [Fec04].

2.2.1.3 Übertragungsfunktionen

Wie in den Abschnitten 2.2.1.1 und 2.2.1.2 diskutiert, lässt sich das Körperschallverhalten von technischen Systemen mit unterschiedlichen Methoden beschreiben. Oftmals ist es jedoch sehr aufwändig, das Gesamtverhalten hinreichend genau abzubilden, da die Modelle sehr umfangreich werden und die notwendigen Parameter nicht bekannt sind. Für viele Untersuchungen ist außerdem nur die Übertragung zwischen jeweils diskreten Punkten des technischen Systems von Interesse.

Aus diesem Grund wird in der Literatur der Einsatz von Übertragungsfunktionen diskutiert, welche die Antwort der Struktur an einem Punkt 2 auf die Anregung an einem Punkt 1 beschreiben. Als Übertragungsfunktion \underline{H}_{12} kann unter anderem die eingeführte Admittanz genutzt werden:

$$\underline{v}_2(f) = \underline{H}_{12}(f)\underline{F}_1(f) = \underline{Y}_{12}(f)\underline{F}_1(f) \quad (2.7)$$

Die Eigenschaften der dazwischenliegenden und umgebenden Struktur werden nicht detailliert abgebildet, es wird eine Black-Box-Betrachtung durchgeführt. Für die Berechnung wird die Übertragungsfunktion als zeitinvariante (mindestens innerhalb eines Zeitbereichs) Funktion betrachtet. Die Berechnung erfolgt im Zeitbereich als Faltung oder im Frequenzbereich als elementweise Multiplikation (siehe Gleichung (2.7)).

Die Gleichung (2.7) geht von einem linearen Zusammenhang zwischen Anregung und Antwort aus. Dies ist im Allgemeinen für reale Systeme nicht gegeben. Im Bereich der Maschinenakustik wird allerdings, speziell für die Übertragung innerhalb von Bauteilen, meist eine Linearität angenommen, da die Amplituden der Schwingungen sehr klein sind. Diese Vereinfachung kann allerdings nicht auf elastische Bauteile bzw. eine Vielzahl von Kopplungen uneingeschränkt angewendet werden, da hier auch im akustischen Bereich nichtlineares Verhalten vorliegt. Die Übertragungsfunktionen für derartige Bauteile und Kopplungen gelten nur im Arbeitspunkt bei definierten Vorlasten und Umgebungsbedingungen.

Befinden sich in einem technischen System mehrere Übertragungspfade und Quellen, so werden die resultierenden Schwingungen am betrachteten Antwortpunkt überlagert [Jan08].

Der Einsatz von Übertragungsfunktionen für die Simulation bietet große Vorteile, da die Multiplikation bzw. Faltung schnell durchgeführt werden kann [Nen04, Net07, Mar05]. Die Simulation gestattet allerdings nur eine unidirektionale Betrachtung. Die nachfolgende Struktur hat keinen Einfluss auf die Quelle bzw. das Schwingungsverhalten vorgeschalteter Elemente. Einsatz findet die Methode der Übertragungsfunktionen vor allem in Echtzeitanwendungen oder bei komplexen Systemen, bei denen eine Simulation des Gesamtsystems mittels numerischer Methoden nicht möglich oder zu zeitaufwändig ist [Vas03, Est03, Net07]. In vielen Fällen werden die Übertragungsfunktionen messtechnisch gewonnen. Untersuchungen zeigen auch die Voraussimulation mittels numerischer Methoden und die Überführung der Ergebnisse in Übertragungsfunktionen, damit in weiteren Simulationsschritten schneller gerechnet werden kann [Est04, Hus09a].

2.2.1.4 Vierpole

Zur Berücksichtigung der Wechselwirkung zwischen den einzelnen Komponenten sowie zur Bestimmung der Rückwirkung auf die Quelfunktionen wurde im Bereich der Elektrotechnik eine weitere Beschreibungsmöglichkeit des Übertragungsverhaltens entwickelt. Diese basiert auf sogenannten Vierpolen [Fre90]. Im Gegensatz zu reinen Übertragungsfunktionen nach Gleichung (2.7) existieren bei den Vierpolen vier Parameter, die neben dem bidirektionalen Übertragungsverhalten auch die Eingangsadmittanzen (-impedanzen) bzw. Ausgangsadmittanzen (-impedanzen) abbilden [Sei99].

Häufig wird in der neueren Literatur bei Vierpolen, welche die Torbedingungen einhalten [Pau10], von Zweitoren gesprochen [Fin00]. Da im Rahmen dieser Arbeit generell nur Vierpole genutzt werden, welche die Torbedingungen einhalten, ist diese Unterscheidung nicht nötig und es wird nur der Begriff Vierpol verwendet. Ein allgemeiner mechanischer Vierpol ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

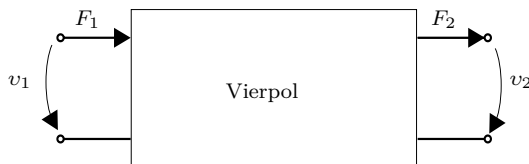


Abbildung 2.4: Allgemeiner mechanischer Vierpol

Vierpole sind eine effiziente Repräsentation für Differentialgleichungen, so auch für Bewegungsdifferentialgleichungen mechanischer Systeme. Ein einfaches Beispiel für einen Ein-Massen-Schwinger ist im Anhang A.1 dargestellt. An den beiden Ein- und Ausgängen der Vierpole befinden sich je zwei Größen, eine Potentialgröße (z.B. Schnelle) und eine Flussgröße (z.B. Kraft). Das Produkt aus beiden entspricht einer Leistungsgröße [Web05b, Hus09d].

Bei passiven Vierpolen unterscheidet man grundsätzlich sechs Formen, welche durch die Kombination der Ein- und Ausgangsgrößen entstehen. Über Gleichungen lässt sich das Übertragungsverhalten der Vierpole in Abhängigkeit von den Größen am Ein- und Ausgang beschreiben. Bei linearen Vierpolen lassen sich die Vierpolgleichungen auch als Matrizen darstellen. Von den sechs Formen sind die vier für die Arbeit relevanten Formen in der Tabelle 2.1 zusammengefasst. Die Vierpol-Formen sind grundsätzlich äquivalent und lassen sich einfach ineinander umrechnen [Zel09].

Tabelle 2.1: Vierpol-Formen für komplexe Größen

Impedanz-Form (Z-Form)	Admittanz-Form (Y-Form)
$\begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_1 \\ v_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} v_1 \\ v_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y_{11} & Y_{12} \\ Y_{21} & Y_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix}$
Ketten-Form (A-Form)	Hybrid-Form (G-Form)
$\begin{pmatrix} F_1 \\ v_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_2 \\ v_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} v_2 \\ F_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_1 \\ F_2 \end{pmatrix}$

Für die Bestimmung des Übertragungsverhaltens werden unter anderem Signalfussmodelle eingesetzt [Web05b]. Abbildung 2.5 zeigt das Signalfussmodell eines Vierpols in der Impedanz-Form für komplexe Potential- und Flussgrößen. Die rechts in der Abbildung dargestellte Symbolik für Verzweigungen und Summationen wird in der weiteren Arbeit wiederholt verwendet.

Die Vierpole werden in der Literatur für die Beschreibung des Übertragungsverhaltens unterschiedlicher Systeme eingesetzt [Sel04, Kru09, Mak03, Sno71, Vak85, Ha95]. Ein Schwerpunkt liegt auf der Beschreibung des Übertragungsverhaltens von Schalldämmelementen [Sei99, Sei01].

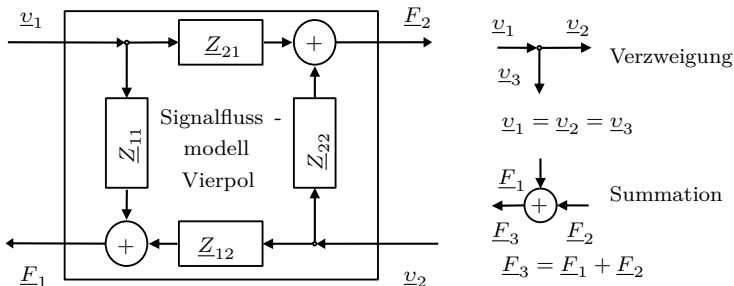


Abbildung 2.5: Signalflussmodell eines Vierpols in der Impedanz-Form für komplexe Größen

2.2.2 Maschinenakustische Messtechnik

Die maschinenakustische Messtechnik dient der Bestimmung des maschinenakustischen Verhaltens des technischen Systems während des Betriebs. Daher spricht man auch von einer Betriebsschwingungsanalyse. Die Anregung ist in der Regel nicht bekannt, da sie durch die Komponenten im technischen System selbst erfolgt [Dos89]. Sind mehrere Schallquellen in einem System vorhanden, so ist die genaue Separation der Anteile der Quellen aufgrund der Überlagerung sehr schwierig bis unmöglich. Es wurden unterschiedliche Methoden, wie die Kurzzeit-FFT (Fast Fourier Transformation) [Sch05] und die Wavelet-Analyse [Bad07] entwickelt, welche die Separation des Messsignals entlang der Zeit- und Frequenzachse für eine bessere Analyse ermöglichen.

Weiterhin wird die maschinenakustische Messtechnik eingesetzt, um spezifische Parameter des gesamten technischen Systems oder von Teilsystemen zu ermitteln. Hierfür wird das technische System gezielt angeregt und die Anregungsfunktion sowie die Antwortfunktion gemessen. Man spricht bei dieser Messung von einer Systemanalyse.

2.2.2.1 Messung von Körperschall

Der Schwerpunkt der Körperschallmessungen beruht auf der Messung translatorischer Schwingungen [VDI01]. Die Messung von rotatorischen Schwingungen gestaltet sich sehr schwierig [Sel04].

Für die Durchführung einer Systemanalyse muss das System mit einer messbaren Kraft angeregt werden. Man unterscheidet hierbei drei

Varianten:

- transiente Anregung
- stochastische Anregung
- Gleitsinusanregung

Eine transiente Anregung kann mittels eines Impulshammers erzeugt werden. Bei einer stochastischen Anregung werden mehrere Frequenzen gleichzeitig angeregt. Die Bezeichnung stochastisch bezieht sich dabei auf die Amplitude des Anregungssignals [Dos89]. Für eine Gleitsinusanregung (auch Sinus-Sweep genannt) [Glo04] werden die Anregungsfrequenzen nacheinander durchlaufen. Das System kann hierbei mittels eines Shakers (Schwingungserreger) angeregt werden.

Als Antwort bei der Körperschallmessung ist in der Regel eine Potentialgröße von Interesse. Dabei können der Schwingweg, die -schnelle oder die -beschleunigung erfasst werden. Diese lassen sich durch Differentiation oder Integration ineinander überführen (da nur Superpositionen von Sinusschwingungen betrachtet werden, erfolgt die Differentiation und Integration im Frequenzbereich durch Multiplikation und Division mit $i\omega$). Der wesentliche Unterschied bei den Messverfahren liegt darin, ob die Messung direkt auf der Oberfläche oder berührungslos erfolgt [VDI01, DIN85]. Die Messung direkt auf der Oberfläche kann mit Beschleunigungsaufnehmern erfolgen. Berührungslos lässt sich die Schwingungsschnelle über Laser-Doppler-Vibrometer bestimmen.

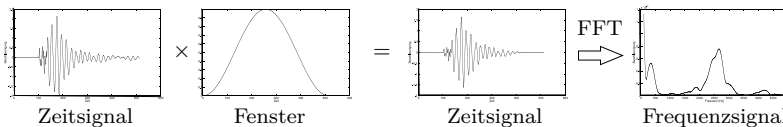


Abbildung 2.6: Prinzip der Fensterung und FFT

Je nach Anregung oder Zielstellung der Messung ist nur ein kurzer Zeitbereich aus den Messdaten von Interesse. Durch die Aufteilung in zeitliche Blöcke kommt es zu Leakage-Effekten, da meist die Länge des Blockes nicht dem Vielfachen der Periodendauer der erfassten Schwingungen entspricht. Dies ist für die Weiterverarbeitung ungünstig, da die Leakage-Effekte beim Übergang in den Frequenzbereich zum „Verschmieren“ der Frequenzlinien führen [Bad07]. Daher ist es sinnvoll, die Blöcke mit einer Fensterfunktion zu falten, welche die Randbereiche der Blöcke abschwächt (siehe Abbildung 2.6). Man unterscheidet unterschiedliche Fensterfunktionen. Zu üblichen Fenstern in der Schwingungstechnik gehören das Hamming- und Hann-Fenster. Bei der Wahl

der Fensterlänge ist darauf zu achten, dass eine feste Abhängigkeit zwischen Zeit- und Frequenzauflösung besteht. Die Auflösung kann für die Zeit und Frequenz nicht gleichzeitig beliebig genau realisiert werden. Der Zusammenhang ist in der Literatur als Heisenbergsche Unschärferelation bekannt [Bri97]. Für die Anwendung heißt dies, dass ein Kompromiss zwischen Zeit- und Frequenzauflösung eingegangen werden muss.

Die Ergebnisse nach der Fensterung werden in den Frequenzbereich überführt. Bei der Messung ist darauf zu achten, dass die Abtastrate entsprechend dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem [Sha84] (2.8) eingehalten wird:

$$f_{\text{Abtast}} \geq 2f_{\text{max}} \quad (2.8)$$

2.2.2.2 Messung von Luftschall

Die Anregung für eine Luftschallmessung (bei der Anwendung mit technischen Systemen) ist ähnlich der Körperschallmessung. Der Unterschied liegt in der Antwortmessung. Im Gegensatz zur Körperschallmessung mit den Messgrößen Weg, Schnelle oder Beschleunigung wird bei der Luftschallmessung in den meisten Fällen der Schalldruck gemessen [DIN84]. Als Schallwandler werden Einzelmikrofone oder Mikrofonarrays eingesetzt.

Eine wesentliche Vereinfachung der Luftschallmessung gegenüber der Körperschallmessung ist, dass es sich beim Schalldruck um eine skalare Größe handelt. Es ist daher in einem Raumpunkt nur eine Messgröße nötig. Die Luftschallmessung gestaltet sich allerdings auch als sehr schwierig, da der zu messende Schalldruck von vielen Störsignalen wie der Raumantwort oder dem Schalldruck anderer Quellen überlagert wird. Störungsfreie (-arme) Messungen unter Freifeldbedingungen sind in reflexionsarmen Räumen möglich. In vielen praktischen Fällen ist dies jedoch nicht realisierbar, so dass das Messsignal mit Störsignalen überlagert ist.

2.3 Auralisierungsmethoden

Zur räumlichen Hörbarmachung (Auralisierung) akustischer Signale existieren viele Verfahren. Gerade in VR-Anwendungen ist der Anspruch an die räumliche und zeitliche Lokalisierung sowie den räumlichen Auralisierungsbereich sehr hoch. Viele Verfahren ermöglichen für diesen Einsatzbereich keine hinreichend genaue Auralisierung. Unter anderem für diesen Zweck wurden mehrere Methoden entwickelt. Zu diesen ge-

hören die Binauraltechnik und die Wellenfeldsynthese, die in heutigen VR-Systemen Anwendung finden. Sie sollen kurz vorgestellt werden, da die Auralisierungsmethode Anforderungen an die akustische Repräsentation stellt. Es existieren weitere Verfahren, die hier jedoch nicht diskutiert werden sollen [Son00, Bir02].

2.3.1 Binauraltechnik

Der ausgestrahlte Schall einer Quelle wird auf seinem Weg zum Empfänger (hier ist der Empfänger das Ohr) gebeugt, gedämpft und reflektiert. Dies geschieht durch andere Objekte zwischen Quelle und Empfänger, aber auch durch die Form des Außenohrs und des Kopfes. Das Schallsignal muss also einen Übertragungspfad zurücklegen. Die Grundidee der Binauraltechnik ist die Nachbildung des Pfades von der Quelle zum Ohr mittels Übertragungsfunktionen, mit denen das Quellsignal gefaltet wird (siehe Abbildung 2.7). Da auch die Kopfform sowie die Außenohrform eine Rolle spielen, spricht man in der Akustik bei der letzten Übertragungsfunktion von einer Außenohrübertragungsfunktion (Head Related Transfer Function (HRTF)) [Kuh07, Xu07, Vor08]. In der Regel wird die Binauraltechnik mit Kopfhörern umgesetzt, so dass für den Nutzer in Echtzeit die Summe der Einzelübertragungsfunktionen berechnet werden muss. Zur Berechnung ist die Positions- und Orientierungsbestimmung des Nutzers durch ein Trackingsystem notwendig. Untersuchungen [Men05, Len08] zeigen auch die Nutzung von Lautsprechern zur Auralisierung. Hierfür werden die Ohrsignale auf Lautsprechersignale zurückgerechnet. Das verwendete Prinzip wird Übersprechkompensation genannt.

Für jeden Nutzer sind separate Kopfhörer und Berechnungen erforderlich, so dass sich die Binauraltechnik in der Regel nur für einzelne oder einige wenige Nutzer sinnvoll realisieren lässt. Weiterhin ist das Tragen von Kopfhörern für die Nutzung im Entwicklungsprozess während der Konstruktionsberatung ungünstig, da diese die Kommunikation einschränken.

2.3.2 Wellenfeldsynthese

2.3.2.1 Das Huygenssche Prinzip

Grundlage der Wellenfeldsynthese (WFS) ist das Huygenssche Prinzip. Es besagt: Jeder Punkt auf einer Wellenfront ist gleichzeitig eine Quelle für eine neue kugelförmige Elementarwelle. Bei der Superposition der Elementarwellen ergibt sich als Einhüllende die neue Wellenfront [The04]. Die Wellenfront einer primären Schallquelle kann dem-

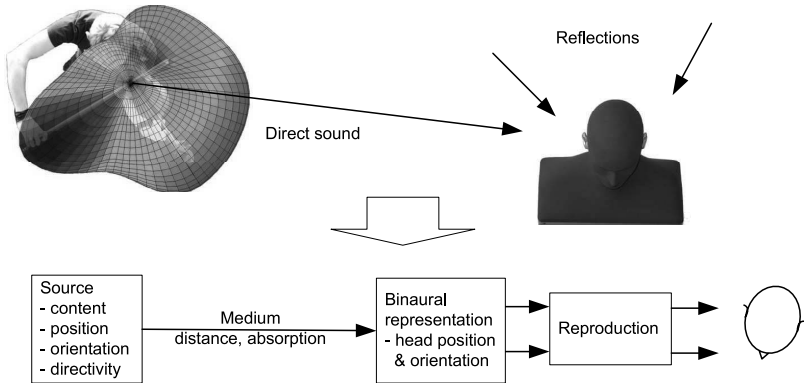


Abbildung 2.7: Konzept der Binauraltechnik am Beispiel eines Geigerspieler mit richtungsabhängiger Schallabstrahlung [Len08]

nach durch Superposition unendlich vieler sogenannter Sekundärquellen nachgebildet werden [The04]. Abbildung 2.8 zeigt die Anwendung des Huygensschen Prinzips in der Akustik. Die Sekundärquellen werden dabei durch eine große Anzahl an Lautsprechern nachgebildet [Bra04a, Bra04b, Bra09]. In Abbildung 2.8 wird deutlich, dass sich beim Verschieben der Primärquelle, dargestellt über einen Lautsprecher, das Schallfeld der Quelle mit verschiebt. Dies wird über eine veränderte Ansteuerung der Lautsprecher nachgebildet.

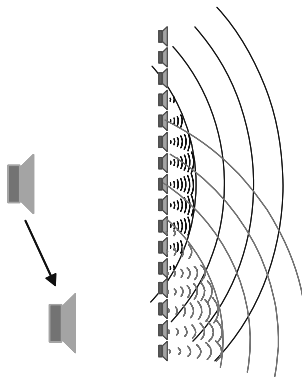


Abbildung 2.8: Grundprinzip der Wellenfeldsynthese [Bra04a]

2.3.2.2 Grundlage der Wellenfeldsynthese

Die Basis der für die WFS notwendigen Berechnungen ist das 3D-Kirchhoff-Helmholtz Integral [Spo08, Ber93] (siehe Abbildung 2.9):

$$\begin{aligned} \underline{p}_A(f) = \frac{1}{4\pi} \int_O \left[\left(i\omega \varrho_0 \underline{v}_n(f) \frac{e^{-ik|\vec{r}|}}{|\vec{r}|} \right) + \right. \\ \left. \left(\underline{p}_D(f) \frac{1 + ik|\vec{r}|}{|\vec{r}|^2} \cos \varphi e^{-ik|\vec{r}|} \right) \right] dO \quad [p_A] = \text{Pa} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Der erste Term repräsentiert die Verteilung der Monopole (Kugelstrahler nullter Ordnung mit punktsymmetrischer Abstrahlung) mit der Schallschnelle \underline{v}_n ($[v_n] = \frac{\text{m}}{\text{s}}$) normal auf der Oberfläche O . Der zweite Term beschreibt die Verteilung der Dipole (Kugelstrahler erster Ordnung durch Überlagerung des Schalldruckes zweier gegenphasiger Monopole [DEG04]) mit dem Schalldruck \underline{p}_D ($[p_D] = \text{Pa}$) [Ver97]. Der Winkel φ ($[\varphi] = \text{rad}$) ist der Winkel zwischen dem Normalenvektor \vec{n} auf der Oberfläche O und dem Vektor \vec{r} ($[r] = \text{m}$) (siehe Abbildung 2.9). ϱ_0 ist die Luftdichte ($[\varrho_0] = \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$). Die Monopole und Dipole bilden die Sekundärquellen.

Für die WFS ist das Ergebnis des Kirchhoff-Helmholtz-Integrals außerhalb der Oberfläche O nicht relevant. Somit kann das Integral bei Annahme einer festen Oberfläche zu einer Beschreibung der reinen Monopol- bzw. Dipolverteilung vereinfacht werden. Ergebnis sind das

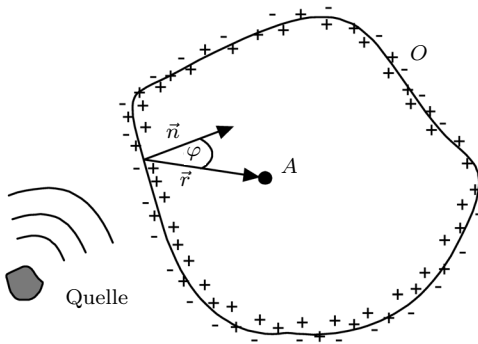


Abbildung 2.9: Parameter des Kirchhoff-Helmholtz Integrals nach [Mel05]

Rayleigh-Integral I (Beschreibung der Monopolverteilung) und das Rayleigh-Integral II (Beschreibung der Dipolverteilung) [Ver97, Hul04].

Eine weitere Vereinfachung der WFS ist die Reduktion auf eine Reproduktionsebene [Sta97]. Die Sekundärquellen (realisiert durch eine endliche Anzahl an Lautsprechern) in der Reproduktionsebene müssen für die Nachbildung der Wellenfront einer Primärquelle angesteuert werden. Hierfür wird ein Syntheseoperator benötigt. Dieser lässt sich aus den Vereinfachungen des Kirchhoff-Helmholtz-Integrals herleiten [Ver97, Sla10].

In der derzeitigen Umsetzung der WFS im IOSONO System [IDM07] (Stand 2007) werden die Primärquellen als Monopole abgebildet. Die Beschreibung von Schallquellen in der virtuellen Szene muss dementsprechend über Punktquellen erfolgen, die räumlich zu platzieren sind. Für die nachfolgenden Betrachtungen wird der Begriff Monopol verwendet, um die richtungsunabhängige Abstrahlung zu verdeutlichen. Die Informationen über die Schallquelle müssen nach jeder Änderung der Parameter oder Position an das WFS-System übergeben werden. Weitere Informationen zum Einsatz der WFS können in [Ver97, Hul04, Spr06, Spo08] nachgelesen werden.

2.3.2.3 Möglichkeiten der Wellenfeldsynthese für die Produktentwicklung

Durch die Nachbildung kompletter Wellenfronten über Lautsprecherarrays ergibt sich für die WFS der große Vorteil, dass alle im Hörbereich befindlichen Nutzer den richtigen Höreindruck in Bezug auf die Distanz und Richtung haben (Grenzen durch die technische Umsetzung werden in [Ver97] diskutiert). Für ein komplettes Schallfeld muss der Zuhörerraum vollständig von Lautsprechern umgeben sein (siehe Abbildung 2.10). Vollständig heißt derzeit innerhalb einer Ebene, in der Regel in einer Horizontalebene. Dadurch ergibt sich für die Produktentwicklung die Möglichkeit, dass mehrere Nutzer die Schallabstrahlung eines virtuellen Prototyps realitätsnah bewerten können [Bri09b, Höh07a, Bri10].

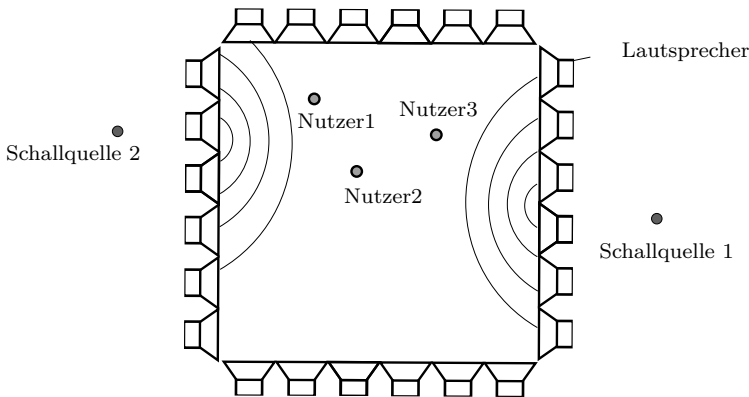


Abbildung 2.10: Lautsprecheranordnung für die Wellenfeldsynthese mit zwei Beispielschallquellen

2.4 Schlussfolgerungen zum Stand der Technik

Die Technologie VR wird verstärkt in der Produktentwicklung eingesetzt. Die Visualisierung von Geometrie, direkt mit der Geometrie verbundener oder abstrakter Informationen ist Stand der Technik. Damit können viele Produkteigenschaften, wie Funktion, Herstell- und Montierbarkeit, bereits gut virtuell abgesichert werden. Der aktuelle Trend geht zur Erweiterung der VR um weitere Sinnesmodalitäten, wie die Haptik und Akustik, um die Immersion zu erhöhen und die Interaktionsmöglichkeiten zu erweitern sowie um weitere Eigenschaften absichern zu können. Gerade die Akustik in der VR wurde für Anwendungen mit technischen Systemen bisher jedoch wenig untersucht. Es sind daher Fragestellungen zur Repräsentation, Modellvereinfachung unter Echtzeitanforderungen, Interaktion mit dem Modell, Datenhaltung und -bereitstellung, Parametergewinnung und weitere zu diskutieren.

Die Untersuchungen zu Auralisierungsmethoden zeigen, dass unterschiedliche Methoden mit sehr guter Reproduktionsgenauigkeit existieren. Mittels der Binauraltechnik und der Wellenfeldsynthese können Schallquellen hinsichtlich Position und Lautstärke realitätsnah auralisiert werden. Beide Auralisierungsmethoden finden bereits in der VR Anwendung. Die Recherchen zeigen jedoch, dass kaum Untersuchungen mit technischen Produkten durchgeführt wurden. Es fehlen konkrete Anforderungen an die notwendige Repräsentation zur Beschreibung der Position der Schallquellen in Relation zur Gestalt, zur Beschreibung der

richtungsabhängigen Schallabstrahlung technischer Systeme sowie zur Bereitstellung der notwendigen Akustikdaten in Echtzeit.

Die Untersuchungen auf dem Gebiet der Maschinenakustik konzentrieren sich vorwiegend auf die möglichst realistische Modellbildung. Für zahlreiche Anwendungen konnten mit numerischen Methoden hohe Modellgenauigkeiten erreicht werden. Diese Methoden sind jedoch für die Anwendung in der VR derzeit nicht geeignet, da der Rechenaufwand zu groß und dadurch keine Echtzeitfähigkeit gegeben ist. Die Untersuchungen zeigen auch, dass die Simulationsmethoden FEM und SEA nur für begrenzte Frequenzbereiche geeignet sind. Sie können den akustisch relevanten Frequenzbereich (ca. 20 bis 16.000 Hz) nicht abdecken (siehe Abbildung 2.11). FEM kann vor allem im niedrigen und mittleren Frequenzbereich eingesetzt werden. Die SEA-Methode deckt den Bereich der höheren Frequenzen ab. Für die Anwendung in der VR und während der Produktentwicklung sind daher vereinfachte, echtzeitfähige Simulationsmethoden nötig, welche den akustisch relevanten Frequenzbereich abdecken. Sinnvoll ist der Einsatz von linearen Übertragungsfunktionen oder linearen Vierpolen. Gerade für die Produktentwicklung ist es weiterhin wichtig, dass die Modellparameter aus Messungen oder Simulationen stammen können, da gerade in frühen Phasen der Produktentwicklung noch keine verlässlichen Produktmerkmale und -eigenschaften vorliegen. Weiterhin sind Fragestellungen zur Parameterbereitstellung und Modularisierung der Modelle zu beantworten, damit die Modelle der Sichtweise des Ingenieurs nachempfunden werden.

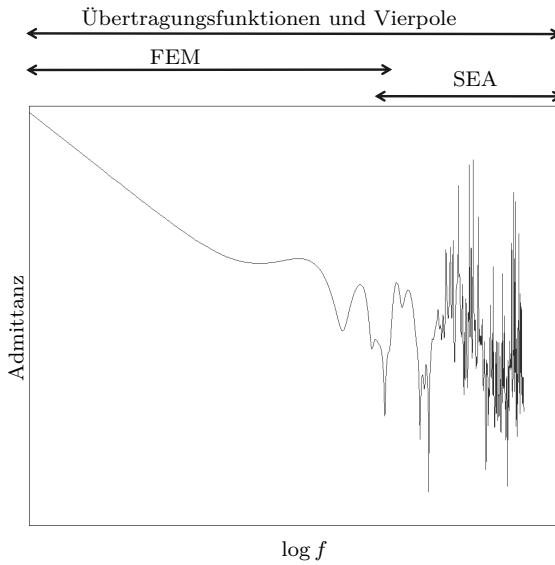


Abbildung 2.11: Einsatz von Simulationswerkzeugen in Abhängigkeit von der Frequenz

3 Einrichtung eines audio-visuellen VR-Systems

Die realitätsnahe Wiedergabe eines audio-visuellen Modells eines technischen Systems (es wird hier davon ausgegangen, dass sich das Objekt meist in der Nähe des Nutzers befindet) erfordert ein VR-System mit folgenden Komponenten [Hus07a, Hus07b]:

- Visualisierungssystem zur Erzeugung stereoskopischer Bilder
- Auralisierungssystem für eine räumliche akustische Wiedergabe
- Interaktionssystem

Für einen möglichst hohen Immersionsgrad muss dem Benutzer ein Bild in mehreren Raumrichtungen dargestellt werden. Dies ist derzeit nur mit Projector Based Displays mit mehreren oder gewölbten Projektionswänden sowie kopfgebundenen Ausgabegeräten, wie HMDs, möglich (siehe Abschnitt 2.1.2). HMDs sind für den Einsatz in der Produktentwicklung weniger geeignet, sofern die Kommunikation zwischen mehreren Ingenieuren über ein Modell im Vordergrund steht. Daher empfiehlt sich die Nutzung von Projector Based Displays, wie eine CAVE. Man unterscheidet bei den Projektionssystemen zwischen Auf- und Rückprojektion. Für die Seitenwände der CAVE-Systeme verwendet man überwiegend Rückprojektionssysteme. Aufprojektion ist für die Seitenwände ungünstig, da der Benutzer im Lichtweg steht und eine Projektion von oben oder der Seite zu starken Verzerrungen führt.

Die Auralisierung sollte für alle Benutzer realitätsnah sein. Da in der Produktentwicklung meist mehrere Benutzer gleichzeitig das virtuelle Produkt analysieren, empfiehlt sich der Einsatz eines WFS-Systems (siehe Abschnitt 2.3.2). Derzeit ist die WFS nur für die Wiedergabe in der Ebene umgesetzt [Sla10]. Dies ist für die meisten Anwendungen keine große Einschränkung, da die Lokalisation des menschlichen Hörsystems in der Medianebene weniger genau als in der Horizontalebene ist [Bla01, Dic08] (siehe Abbildung 3.1). Damit die Fehler der Wahrnehmung in der Richtung des Elevationswinkels minimal sind, sollten die Lautsprecher auf Ohrhöhe angebracht sein [Spo08]. Ein Kompromiss für unterschiedliche Körpergrößen sowie die Berücksichtigung von stehenden und sitzenden Personen ist eine Lautsprecherhöhe von ca. 1.500 mm über dem Boden.

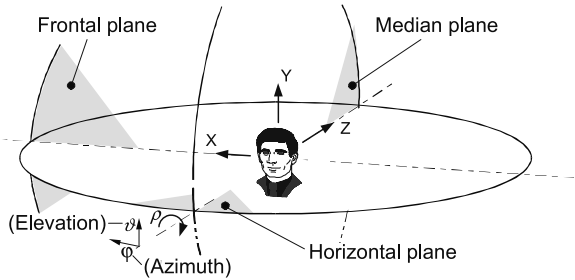


Abbildung 3.1: Ebenen für die Lokalisation von Schallereignissen [Len08]

Aus der Anordnung zahlreicher Lautsprecher rund um den Hörraum, wie sie zur Nutzung der WFS erforderlich ist, ergibt sich das Problem, dass die Lautsprecher (z.B. in 1.500 mm Höhe angeordnet) im Bereich der Projektionswand, bzw. – bei mehrseitigen CAVEs – der Projektionswände, im Sichtfeld liegen. Zur Lösung dieses Problems können die Lautsprecher hinter den Projektionswänden angebracht [Mel03, Mel05, Spr06] bzw. müssen aus dem Sichtfeld verschoben werden. Beide Varianten stellen keine optimale Lösung dar. Bei der Platzierung der Lautsprecher hinter den Projektionswänden findet stets eine Verzerrung und Dämpfung des akustischen Signals statt. Für Aufprojektionssysteme mit gelochten Projektionswänden ist es möglich, dieses Verhalten über Filter zu kompensieren [Mel03]. Bei Rückprojektionssystemen ist dieser Aufwand zu groß, da die Lautsprecher erst hinter den Projektoren und ggf. Spiegeln mit mechanischer Aufhängung angeordnet werden können. Außerdem ist der Einsatz von gelochten Projektionswänden bei Rückprojektionssystemen ungünstig. Die Kombination von Stereoprojektion in einer CAVE mit der WFS ist derzeit daher nur durch das Platzieren der Lautsprecher außerhalb des Sichtfeldes sinnvoll. Die Möglichkeiten sind dabei die Platzierung unter- und oberhalb der Leinwand sowie die Reduktion des Sichtfeldes und Platzierung der Lautsprecher in diesem Bereich [Höh05].

Ein hierfür notwendiges, neuartiges 3-Seiten-System (Flexible Audio-visuelle Stereo-Projektionseinrichtung (FASP)) mit der Kombination aus Stereoprojektion und WFS wurde am Kompetenzzentrum Virtual Reality der Technischen Universität Ilmenau zusammen mit dem Fraunhofer IDMT (Fraunhofer-Institut für Digitale Medientechnologie) konzipiert [Höh07a] und durch die Firmen Barco und IOSONO GmbH aufgebaut (Abbildung 3.2). Der Autor war bei der Endphase

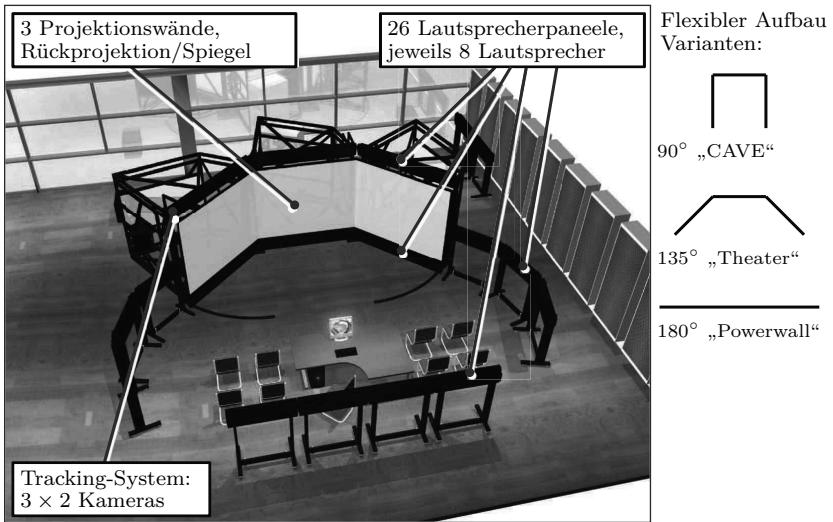


Abbildung 3.2: Audio-visuelles VR-System (FASP) am Kompetenzzentrum Virtual Reality der Technischen Universität Ilmenau [Höh09]

der Konzeption und der Inbetriebnahme der FASP maßgeblich beteiligt. Die FASP besitzt drei relativ zueinander bewegliche Projektionswände, wodurch sich Immersionsgrad, Bewegungsfreiheit und Größe des möglichen Anwenderkreises spezifisch auf die Aufgabe anpassen lassen. Im Bereich der Projektionswände wurden die Lautsprecher unter- und oberhalb dieser angebracht. In dem freien Bereich ohne Projektionswände ist es möglich, die Lautsprecher in der Höhe von 1.500 mm zu platzieren. Die Lautsprecher außerhalb des Projektionsbereiches müssen je nach Konfiguration („CAVE“, „Theater“, „Powerwall“) des Projektionssystems neu positioniert werden. Da die Lautsprecherposition für das Rendering genau bekannt sein muss, wurden die Lautsprecher in Gestelle eingebaut, die sich über Indexierungsstifte reproduzierbar platzieren lassen.

Für die Nutzung des VR-Systems sind Rechnersysteme zur Simulation und für das visuelle und akustische Rendering notwendig (vgl. Abbildung 3.3). Zwischen den beiden Renderern werden Positions-, Lautstärke- sowie Steuerinformationen ausgetauscht. Hierfür wird das OSC (Open Sound Control)-Protokoll [Wri97] verwendet. Parallel zum Protokoll benötigt der WFS-Renderer ein Akustik-Signal auf einem im Protokoll übergebenen Kanal.

Als VR-Software wird die Software Virtual Design 2 (VD2) von der Firma vrcom GmbH eingesetzt. Die Software beinhaltet bereits zahlreiche Funktionalitäten zum Laden, Bearbeiten und Visualisieren von Modellen. Über eine Skript-Schnittstelle sowie API (Application Programming Interface) können die Funktionalitäten der Software erweitert werden. Über diese Schnittstellen können die Knoten aus dem Szenengraph während der VR-Session ausgelesen und manipuliert werden.

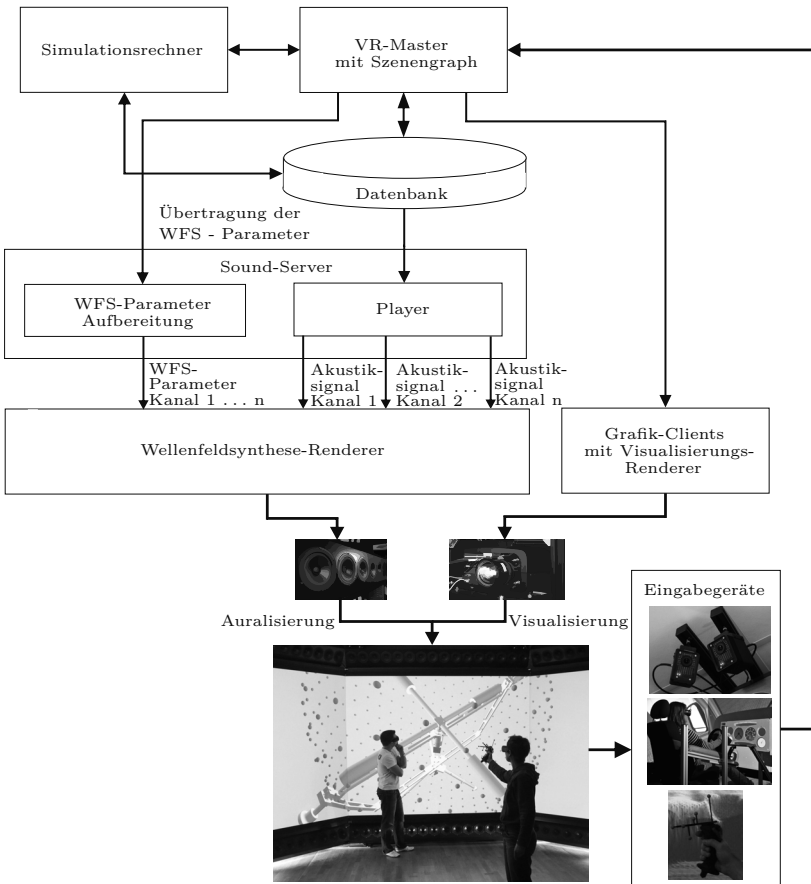


Abbildung 3.3: Systemarchitektur der FASP an der Technischen Universität Ilmenau

Für die Steuerung der Software und des VR-Modells sind Eingabegeräte notwendig, die eine intuitive Interaktion ermöglichen. Dafür verfügt

die FASP, neben der Operatoreingabe mittels desktopgebundener Eingabegeräte, über isotonische Eingabegeräte, die optisch getrackt werden. Im Rahmen der Arbeit wurden die Eingabemöglichkeiten um den physischen Prototypen eines Fahrzeugs (eine „Sitzkiste“ [Hop08]) mit Pedal- und Lenkrad-Bedienung sowie um 3D-Menüs in der virtuellen Szene erweitert.

Zur Nutzung des VR-Systems werden erweiterte VR-Modelle für die Repräsentation akustischer Produkteigenschaften zusammen mit der Gestaltbeschreibung benötigt. Die Entwicklung dieser ist Schwerpunkt des nächsten Kapitels.

Die Simulationsmodelle in den nachfolgenden Kapiteln werden aus technischen Gründen für die Simulation auf Standard Rechnern konzipiert und entwickelt.

4 Auralisierung akustischer Produkteigenschaften technischer Systeme in der VR

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit grundlegenden Untersuchungen zur Auralisierung bekannter akustischer Produkteigenschaften im VR-System. Die durchgeführten Untersuchungen beschränken sich auf die Anwendung der Wellenfeldsynthese als Auralisierungsmethode. Im ersten Abschnitt wird die Repräsentation akustischer Produkteigenschaften in der VR, verbunden mit der Gestaltbeschreibung, erarbeitet. Die Ergebnisse werden anhand von Beispielen verdeutlicht. Da viele technische Systeme eine markante und für die Bewertung relevante richtungsabhängige Schallabstrahlung besitzen, werden im Abschnitt 4.2 Methoden zur Beschreibung der Richtcharakteristik entwickelt.

4.1 Einbindung akustischer Informationen in das VR-Modell

4.1.1 Parameter der Sound-Knoten

Der WFS-Renderer berechnet in jedem Simulationsschritt die Lautsprecher-signale für ein durch punktförmige Schallquellen (Monopole) vorgegebenes Schallfeld. Hierfür müssen während des Rendering-Prozesses unterschiedliche Informationen über die Schallquellen aus dem Szenengraph an das WFS-System übergeben werden. Bei der Analyse der auszutauschenden Daten lässt sich erkennen, dass es Informationen gibt, die mit der Position und Orientierung der Gestalt des technischen Systems im Zusammenhang stehen. Dazu gehören:

- räumliche Position der Schallquelle
- Orientierung der Schallquelle bzw. Anordnung mehrerer Schallquellen bei richtungsabhängiger Schallabstrahlung (Erläuterung erfolgt im Abschnitt 4.2)

Für diese Abhängigkeiten (Position und Orientierung) zwischen Gestaltbeschreibung und Schallquelle bieten sich die Eltern-Kind-Beziehungen im Szenengraph an. Alle Transformationsänderungen im Szenengraph werden an die Kind-Objekte übergeben. Als Eltern-Objekt wird ein Gruppen-Knoten benötigt, welcher nur zu der Komponente

gehört. Der Gruppen-Knoten dient als gemeinsames Eltern-Objekt für die Gestaltbeschreibung und die Schallquelle. Die Transformationsänderungen des Gruppen-Knotens werden so auf die Gestaltbeschreibung und die Schallquelle übertragen. In Abbildung 4.1 ist dies beispielsweise der Knoten „Komponente 1“ für den „Sound-Knoten 1“ und das Gestelelement „Geometrie 1“.

Weitere Beschreibungsgrößen der Schallquelle sind unabhängig von der räumlichen Position. Diese können als Parameter der Schallquelle abgespeichert werden. Dabei ist darauf zu achten, dass sich neben der räumlichen Position und Orientierung auch weitere Parameter der Schallquelle, wie die Lautstärke, während des Rendering ändern können. Daher müssen diese Parameter für den Nutzer während der VR-Session veränderlich beschrieben werden. Weiterhin benötigt der Sound-Knoten eine Referenz auf das Akustik-Signal.

Abbildung 4.1 zeigt die für den verwendeten WFS-Renderer notwendigen Parameter der Sound-Knoten [Höh07c, Mel10] sowie die Zuordnung der Sound-Knoten im Szenengraph. Über den Anbieter der VR-Software wurden entsprechende Sound-Knoten im Szenengraph nach Absprache bereitgestellt.

Zur Übertragung von 3D-Modellen aus CAD (Computer Aided Design)-Systemen oder von Teil-Szenengraphen mit Sound-Knoten aus Simulationswerkzeugen (siehe Abschnitt 4.2.2) in die verwendete VR-Software kommt primär das Standard-Format VRML 2.0 (Virtual Reality Mo-

Szenengraph-Basis

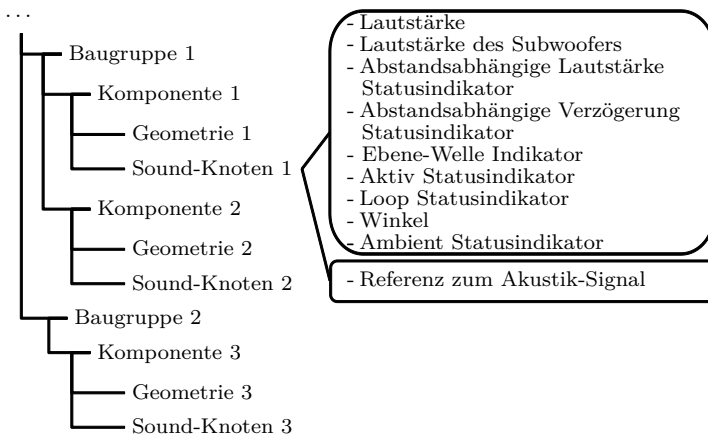


Abbildung 4.1: Parameter der Sound-Knoten

deling Language [ISO97c]) zum Einsatz. Die Sound-Knoten im VRML-Format können mit der Standardspezifikation nicht alle WFS-Parameter abbilden. Es zeigt sich jedoch, dass nicht alle Parameter des VRML-Sound-Knoten für die WFS-Parameter benötigt werden. Damit die für den WFS-Renderer notwendigen Parameter abgebildet werden können, wurde eine Reinterpretation der Parameter im VRML-Sound-Knoten eingeführt [Höh07c]. Diese wird beim Import in die VR-Software berücksichtigt.

4.1.2 Zuordnung der Schallquellen zu den Komponenten

Ein technisches System besteht in der Regel aus mehreren schallerzeugenden Komponenten. Für den Ingenieur ist von Interesse, welchen Einfluss eine Komponente auf die Gesamtakustik hat. Der Ingenieur möchte daher das akustische Verhalten der einzelnen Komponenten beeinflussen oder sogar austauschen, um den Einfluss auf das akustische Gesamtverhalten zu evaluieren. Aus diesem Grund sollte das akustische Verhalten der einzelnen Komponenten über separate Sound-Knoten im Szenengraph beschrieben werden (siehe Abbildung 4.1) [Höh07b, Hus07c]. Dies ermöglicht, sie unabhängig voneinander zu manipulieren. Welche Bauteile zu einer Komponente zusammengefasst werden, hängt vom Untersuchungsziel, von den bekannten separaten Akustik-Signalen und den über die Wahrnehmung lokalisierbaren Schallereignissen [Bla01] ab. In den untersuchten Maschinen werden vorwiegend Motoren, Getriebe, Führungen, Lager, etc. als Komponenten betrachtet. Sollen beispielsweise ganze Fabrikhallen untersucht werden, so ist es sinnvoll, die einzelnen Maschinen jeweils als Einheit zu betrachten und durch je eine Schallquelle zu repräsentieren. Eine obere Grenze für die Anzahl gleichzeitig auralisierbarer Schallquellen wird durch den jeweiligen WFS-Renderer vorgegeben.

Damit die Parameter der Sound-Knoten während der VR-Session manipuliert werden können, sind Funktionen notwendig, welche über Events der Eingabegeräte oder Events der Anwendungen (z.B. bei Kollisions-erkennungen) gesteuert werden. Zu den einfachsten Manipulationen gehören das Ein- und Ausschalten der separaten Sound-Knoten, die Veränderung der Lautstärke oder das Austauschen des Akustik-Signals über eine veränderte Referenz. Es ist sinnvoll, den Wertebereich für die Parameter zu begrenzen. Gerade bei der Lautstärke sollte ein Maximalwert definiert werden, damit keine Schädigung des Anwenders auftreten kann. Weiterhin sind Funktionen notwendig, welche das Erzeugen neuer Schallquellen während der VR-Session ermöglichen. Unter Nutzung der API der VR-Software konnten diese Funktionen umgesetzt werden.

Die Position der Sound-Knoten sollte gezielt gewählt werden. Da die Wiedergabe mit der Wellenfeldsynthese realitätsnah ist, kann die Position der Quelle gut zugeordnet werden. Weiterhin erfolgt die Repräsentation als Monopol mit infinitesimal kleiner Ausdehnung. Die Sound-Knoten sollten daher gezielt innerhalb der Komponenten bzw. an der Kopplung relativ zueinander bewegter Komponenten platziert werden. Die notwendigen Funktionalitäten bietet die VR-Software über Transformationsmatrizen zwischen Gruppen- und Sound-Knoten.

4.1.3 Anwendungsbeispiele auf Basis experimenteller Daten

Im Rahmen erster Untersuchungen wurden Modelle unterschiedlicher technischer Systeme unter Nutzung experimentell erfasster Schallfelder erarbeitet. Für die Modelle wurde die geometrische Repräsentation aus CAD-Daten gewonnen. Die VR-Modelle wurden derart erweitert, dass das funktionale Verhalten (z.B. Bewegungsabläufe) nachgebildet wird. Gesteuert werden die Modelle über Skripte, welche im VR-System über die Eingabegeräte aufgerufen werden können.

Als ein Beispiel dient eine Pick-and-Place-Maschine [Ull03] (siehe Abbildung 4.2) zur Montage von kleinen Bauteilen mit sehr kurzen Taktzeiten unter Nutzung von Kurvengetrieben (eine andere Version gegenüber der Maschine im Kapitel 6). Die Schallabstrahlung der Pick-and-Place-Maschine wird durch den Motor, die Zahnradgetriebe, die Zahnriemengetriebe sowie die Kurvengetriebe dominiert. Das akusti-

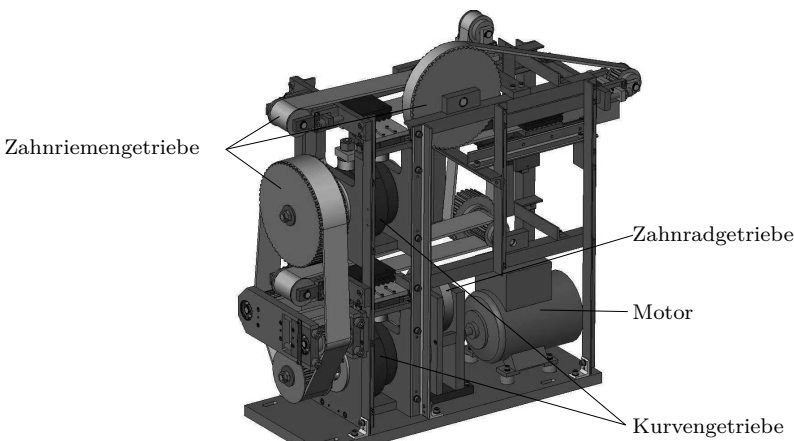


Abbildung 4.2: Modell der Pick-and-Place-Maschine nach [Ull03]

sche Verhalten lässt sich mit 10 Schallquellen beschreiben, die als Monopole im Szenengraph unterhalb der schallerzeugenden Komponenten platziert werden. Die notwendigen Daten stammen von messtechnisch erfassten Schallquellen [Köh06]. Über die API-Funktionen können die einzelnen Schallquellen manipuliert werden. Das Abschalten einzelner Quellen ermöglicht die Bewertung des Einflusses der jeweiligen Komponente. Mit diesem Modell wurde entsprechend dem Gesamtkonzept in Abbildung 1.9 eine interaktive VR-Szene geschaffen, die eine erste Bewertung der akustischen Produkteigenschaften unter Nutzung empirisch erfasster Akustik-Signale ermöglicht (Block 1 in Abbildung 1.9). Als weiteres Beispiel dient ein Rundtaktautomat der Firma SIM Automation GmbH & Co. KG (siehe Abbildung 4.3) zur Montage kleiner Bauteile. Die wesentlichen Schallquellen des Rundtaktautomaten sind der Schwingförderer, die Antriebseinheit mit Kurvenscheiben, der Auswurf sowie die mittels Bowdenzug gesteuerten Handlineinheiten. Das VR-Modell besteht aus neun einzelnen Schallquellen, deren Parameter über die API-Funktionen manipuliert werden können.

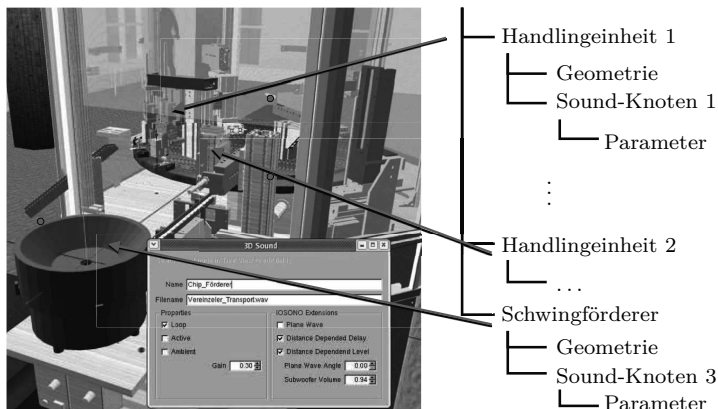


Abbildung 4.3: VR-Modell des Rundtaktautomaten

Die Akustik-Signale für das Modell der Pick-and-Place-Maschine und das Modell des Rundtaktautomaten stammen von realen Systemen. Um möglichst realistische und plausible Modelle zu erhalten und die Anforderungen der WFS zu erfüllen, müssen die aufgezeichneten Akustik-Signale sowie die VR-Modelle eine Reihe von Kriterien erfüllen:

- Das akustische Verhalten von technischen Systemen hängt vom stationären und instationären Zustand dieser ab. Daher muss der

Zustand bei der Messung eingestellt und erfasst werden, damit dieser im VR-Modell abbildbar ist.

- Während der Messung müssen die Akustik-Signale der einzelnen Komponenten separat erfasst werden. Eine wichtige Herausforderung besteht darin, die Schallereignisse möglichst trocken zu erfassen, dies bedeutet mit geringen Raumanteilen und ohne Störgeräusche aus der Umgebung.
- Die einzelnen erfassten Akustik-Signale sollten nur die jeweils gewünschten Schallquellen beinhalten und keine weiteren Komponenten. Beispielsweise sollte nicht der Motor bei einem aufgenommenen Getriebe zu hören sein, durch den das Getriebe angetrieben wird.
- Bei der Auralisierung spielt die relative Lautstärke der Schallquellen eine entscheidende Rolle. Daher ist bei der Messung darauf zu achten, dass über die erfassten Schalldrücke die Relation richtig abgebildet werden kann.

Zur Trennung der Signale sowie zur Isolation der Umgebungsgeräusche wurden für die Anwendungsbeispiele Schaumstoffmatten eingesetzt. Jedoch ist es hiermit nicht möglich, die Geräusche der einzelnen Komponenten vollständig zu isolieren. Eine Möglichkeit, die separaten Akustik-Signale experimentell an realen Maschinen zu erfassen, ist die Nutzung von Methoden der Quellenseparierung [Ser95, Aic07]. Die Anwendung bei technischen Systemen ist jedoch sehr aufwändig. Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher ein pragmatischerer Ansatz verfolgt und die Separation auf Basis von markanten Frequenzbereichen und des zeitlichen Ablaufs vorgenommen [Köh06, Höh07b]. Beispielsweise hatten die vermessenen Motoren eine dominant tieffrequente Charakteristik, die über einen Filter aus den gemeinsamen Spektren herausgerechnet werden konnte. Weiterhin treten bei den Maschinen prozessbedingt einige Geräuschanteile nur temporär auf (z.B. die Geräuschanregung an den Handlingeinheiten), so dass diese gut zuordenbar sind. Dadurch war eine für die Auralisierung hinreichend genaue Trennung der Signale möglich.

4.2 Einbeziehung der Richtcharakteristik

Im vorhergehenden Abschnitt wurden die Schallquellen für einzelne Komponenten als einfache Monopole beschrieben. Jede Komponente hat eine kugelförmige Richtcharakteristik. Reale technische Systeme

weisen jedoch eine komplexere Richtcharakteristik auf. Zusätzlich besitzen viele technische Systeme diskrete Raumbereiche mit unterschiedlichen Schallfeldern, wie beim Durchgang durch die Einhausung einer Maschine. Hier soll im Weiteren von diskontinuierlichen Schallfeldern gesprochen werden. Diese können mit den bisher betrachteten Modellen noch nicht abgebildet werden.

Durch Einbeziehung einer richtungsabhängigen Schallabstrahlung kann der Nutzer die Intensität des abgestrahlten Schalls erfassen und er erhält Informationen über seine Relativposition zum technischen System. Die Berücksichtigung unterschiedlicher Bereiche mit diskontinuierlichem Übergang des Schallfeldes ist für die Auralisierung bei technischen Systemen in der VR notwendig, da der Nutzer so ein Feedback zum Betreten und Verlassen unterschiedlicher Raumbereiche erhält. Beide Charakteristiken sollten mit den Modellen abgebildet werden können.

Die Beschreibung der Richtcharakteristik eines technischen Systems kann direkt oder indirekt erfolgen. Bei einer direkten Beschreibung wird neben der Position der Quelle die Richtcharakteristik als Funktion von Azimut- und Elevationswinkel (siehe Abbildung 4.4) hinterlegt. Bei einer indirekten Beschreibung wird die Richtcharakteristik durch mehrere Einzelquellen substituiert. Die Richtcharakteristik ergibt sich erst bei der Überlagerung der Einzelquellen.

Der WFS-Renderer ermöglicht die Beschreibung der akustischen Szene ausschließlich über Monopole. Somit ist eine direkte Beschreibung nicht möglich. Für die Anwendung der WFS und die direkte Einbindung in den VR-Szenengraph sind daher weitere Methoden notwendig, welche

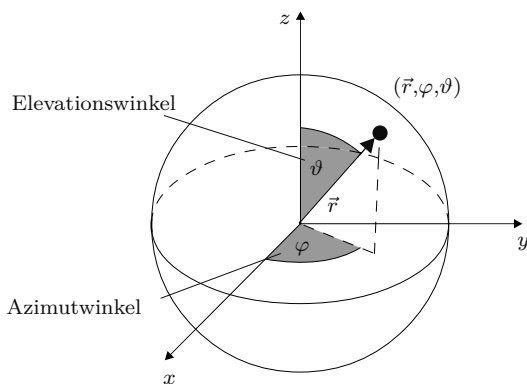


Abbildung 4.4: Kugelkoordinaten

die Richtcharakteristik indirekt mittels Monopolen beschreiben. Für die Nutzung der Methoden in der Produktentwicklung ist weiterhin wichtig, dass die notwendigen Eingangsdaten einfach und auf Basis der virtuellen Prototypen oder realen Produkte gewonnen werden können.

4.2.1 Portalmethode

Die primäre Zielstellung des Portal-Konzeptes ist die Repräsentation diskontinuierlicher Schallfelder, wie sie bei vielen technischen Systemen auftreten. Diskontinuierliche Schallfelder sind aus kontinuierlichen Schallfeldern zusammengesetzt, welche stets durch geometrische Objekte, z.B. eine Gehäusewand, begrenzt werden (siehe Abbildung 4.5). Beim virtuellen Durchgang durch das begrenzende, geometrische Objekt wechselt das den Benutzer umgebende Schallfeld. Für das VR-Modell sollte daher die Modellierung der Schallfelder an die begrenzenden, geometrischen Elemente gekoppelt werden. Beim Durchgang durch diese Elemente erfolgt (über Events) die Aktivierung oder Deaktivierung der diskreten Modelle.

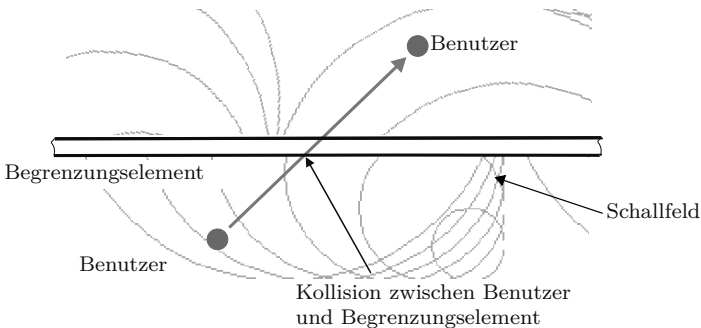


Abbildung 4.5: Übergang eines Benutzers zwischen diskreten Raumbereichen mit Wechsel des umgebenden Schallfeldes

Das Betreten eines Bereichs ist mit der Kollision zwischen dem Benutzer und einem Begrenzungselement verbunden. Derartige Events lassen sich mittels Kollisionsanalysen erfassen, so dass dazu die jeweils gültigen Schallfeldbeschreibungen aktiviert werden können. Für die Echtzeit-Anwendung ist es jedoch nicht sinnvoll, die Gehäusewände selber auf Kollision zu prüfen. Die Geometrie ist oftmals für effiziente Kollisionsalgorithmen zu komplex. Die bessere Alternative besteht darin, die Bereiche durch Primitive zu überlagern, deren Oberflächen an Stelle der realen geometrischen Elemente auf Kollision geprüft werden. In der vorhandenen VR-Software wurde das entwickelte Konzept unter

Nutzung sogenannter Portale realisiert. Portale sind geometrische 3D-Primitive. Sie werden im Szenengraph so platziert, dass die Oberflächen der Portale mit den Begrenzungselementen der technischen Systeme zusammenfallen. Die Portale sind für den Benutzer nicht sichtbar. In jedem Portal wird das Schallfeld über Schallquellen mit entsprechenden Parametern abgebildet. Durch die Events der Kollisionen werden Funktionen aufgerufen, welche die Änderungen an den Parametern der Schallquellen vornehmen.

Die Modellierung der Schallfelder in den Portalen erfolgt über Monopole. Daher kann zunächst innerhalb eines Portals keine Modellierung der richtungsabhängigen Schallabstrahlung erfolgen. Damit dennoch eine richtungsabhängige Schallabstrahlung technischer Systeme berücksichtigt werden kann, soll das Konzept durch Einführung zusätzlicher Portale erweitert werden. Viele technische Systeme besitzen plattenförmige Außenflächen. An diesen Platten erfolgt ein großer Teil der Schallabstrahlung aufgrund vorliegender Biegeschwingungen [Hen08, Kol00, Mös05]. Weiterhin besitzen einige technische Systeme in den Außenflächen Öffnungen, an denen Luftschall austritt (in Abbildung 4.6 z.B. die Öffnung für den Auswurf). Bei manchen technischen Systemen findet man an den Außenflächen auch weitere Komponenten, die Schall abstrahlen (in Abbildung 4.6 z.B. der Schwingförderer). Diese Punkte legen für eine Modellierung der richtungsabhängigen Schallabstrahlung mit diskreten Bereichen nahe, den Bereich um das technische System in Abhängigkeit von den Oberflächenelementen in weitere Portale aufzuteilen. Somit kann in jedem Portal ein verändertes Schallfeld abgebildet werden. Für das Konzept soll die idealisierte Annahme getroffen werden, dass bei der Abstrahlung vor den Platten keine Richtungsabhängigkeit vorliegt. Dies ist natürlich aus physikalischer Sicht gerade bei der komplexen Schallabstrahlung von Biegeschwingungen [Cre96] sowie den an den Öffnungen und Kanten auftretenden Beugungseffekten nicht korrekt. Dennoch erlaubt dieser Ansatz für die betrachteten Anwendungen eine erste gute Näherung, um das Schallfeld in Abhängigkeit von den Außenplatten zu beschreiben (siehe Abbildung 4.6) [Hus06, Hus09c, Höh07c].

Problematisch gestaltet sich beim dargestellten Ansatz der Übergang zwischen den Portalen, wenn das Schallfeld eigentlich kontinuierlich verläuft. Derzeit findet beim Übergang ein diskreter Sprung im Schalldruck und ggf. auch Spektrum statt. Es wird ein Übergangsbereich benötigt, in welchem eine Anpassung zwischen den Schallfeldern über die Parameter der einzelnen Monopole erfolgt. Für die Modellierung im Übergangsbereich wird eine Start- und Endposition sowie eine Steuergröße für den Übergang benötigt (hier nur für zwei Portale betrachtet).

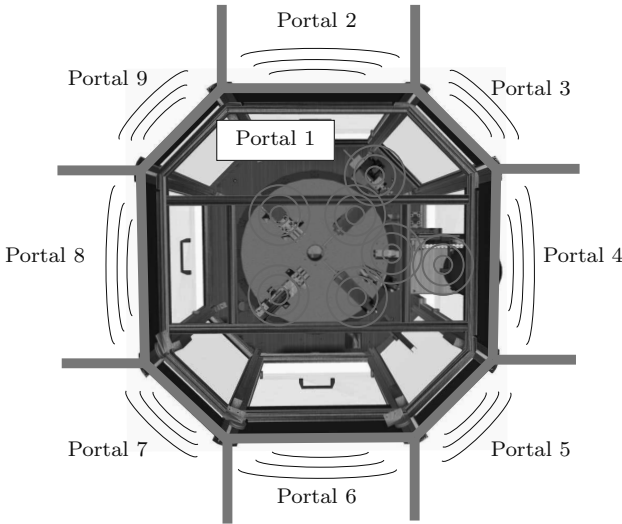


Abbildung 4.6: Portale am Beispiel des Rundtaktautomaten mit Schallquellen

Die Steuergröße q ($[q] = \text{rad}$) muss positionsabhängig für eine definierte Basis gewählt werden (siehe Abbildung 4.8). Für die Beschreibung der Quellfunktion \underline{S}_{nm} ($[S] = \text{Pa m}$) eines Monopols im Übergangsbereich ist eine Interpolation (siehe Abbildung 4.7) zwischen den Quellfunktionen \underline{S}_n , \underline{S}_m in den benachbarten Portalen in Abhängigkeit von der Steuergröße q und der Breite des Übergangsbereichs dq ($[dq] = \text{rad}$) nötig. Die Interpolation ist unter Nutzung der Trackingdaten zu implementieren.

Liegen die Primärquellen des technischen Systems im Bezug zur gesamten virtuellen Szene konzentriert, so sind als Übergangsbereiche

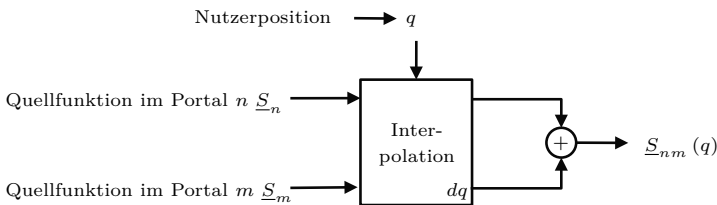


Abbildung 4.7: Prinzip der Anpassung der Quellfunktion zwischen zwei Portalen

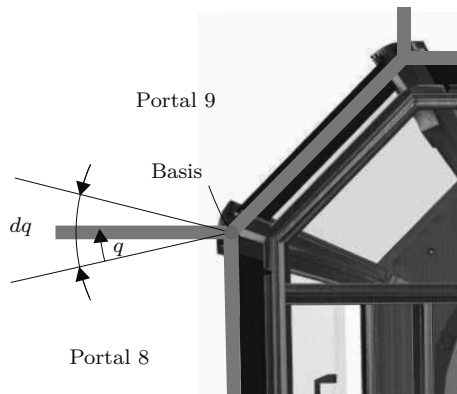


Abbildung 4.8: Übergang zwischen zwei Portalen

zwischen zwei Portalen Zylindersektoren geeignet. Als Basis für die Übergangsbereiche können die Eckpunkte der Portale verwendet werden (siehe Abbildung 4.8).

Unter Nutzung der Portalmethode wurden mehrere Beispielmmodelle erarbeitet. Hierzu zählen ein Rundtaktautomat (siehe Abbildung 4.6) sowie Modelle aus der Kraftfahrzeugtechnik. Für die Modelle wurden die notwendigen Schallfelddaten messtechnisch bestimmt. Dabei kamen Messdaten außerhalb der technischen Systeme sowie gefilterte trockene Schallquellen (siehe Abschnitt 4.1.3) zum Einsatz. Bei diesen Modellen kommt insbesondere der Vorteil der Methode für diskontinuierliche Schallfelder (Außen-/Innenakustik) zum Tragen.

Die generelle Vorgehensweise bei der Nutzung der Portal-Methode in der Produktentwicklung ist:

1. Ermittlung der diskreten Raumbereiche sowie der Bereiche mit annähernd konstanter Richtcharakteristik und Erfassung der Schallfeldinformationen
2. Erzeugung von geometrischen Primitiven zur Repräsentation der Portale und Integration dieser in das VR-Modell
3. Zuordnung der Schallquellen(-parameter) zu den Portalen
4. Definition der Übergangsbereiche
5. Erfassung der Kollisionen des Benutzers mit den Portalgrenzen

und Anpassung der jeweiligen Schallquellen (während der VR-Session)

Die wichtigsten Vor- und Nachteile der Portal-Methode sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Hauptanwendungsfeld sind virtuelle Szenen mit diskreten Raumbereichen. Weiterhin kann vereinfacht auch die richtungsabhängige Schallabstrahlung über die Einführung zusätzlicher Portale abgebildet werden.

Tabelle 4.1: Vor- und Nachteile der Portalmethode

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • einfache Umsetzbarkeit für technische Systeme • Schallfeldinformationen lassen sich aus wenigen Mess- oder Simulationsdaten gewinnen • Schallfeld wird mit wenigen Monopolen abgebildet • einfache Einbindung der Monopole in den Szenengraph 	<ul style="list-style-type: none"> • grundsätzlich nur diskontinuierliche Schallfelder abbildbar → Erweiterung mit Übergangsbereichen nötig • mehrere Benutzer können in unterschiedlichen Portalen stehen und erhalten somit einen falschen Akustikeindruck

Die Untersuchungen zeigen, dass weitere Methoden notwendig sind, welche die Abbildung einer kontinuierlichen Richtcharakteristik technischer Systeme ermöglichen. Dies ist Schwerpunkt des nächsten Abschnitts.

4.2.2 Methode der Monopolsynthese

Die Richtcharakteristik eines technischen Systems kann sehr komplex sein. Es lässt sich jedoch zeigen, dass die Richtcharakteristik durch eine endliche Anzahl kohärenter Quellen hinreichend genau substituiert werden kann [Jam06, Zei05, Cor07, Bor03, Noi09, Sla10].

In vielen Untersuchungen werden die Substitutionen unter Nutzung von Multipolen unterschiedlicher Ordnung durchgeführt. Meist werden die Multipole in einem Punkt angeordnet. Dies ist aufgrund der erläuterten Einschränkungen für den verwendeten WFS-Renderer nicht möglich. Die Schallfelder können nur mittels Monopolen nachgebildet werden. Hierfür ist eine angepasste räumliche Verteilung der Monopole (siehe Abbildung 4.9) notwendig.

Die Grundidee des hier dargestellten Konzeptes ist, die Richtcharakteristik durch Überlagerung der Schallabstrahlung einer geringen Anzahl von Monopolen nachzubilden. Man spricht daher auch von der Mono-

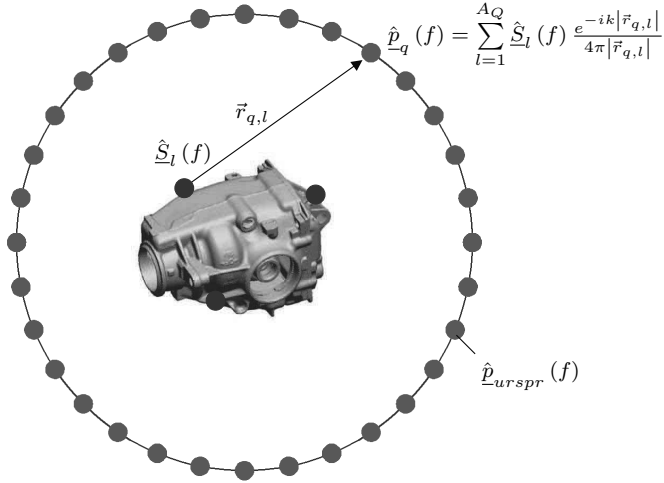


Abbildung 4.9: Prinzip der Monopolsynthese

polsynthese [Gir96]. Hierfür wird der Ansatz der Greenschen Funktion verwendet, so dass der Schalldruck eines Monopols im Abstand $|\vec{r}_{q,l}|$ von diesem bestimmt werden kann zu:

$$\hat{p}_q(f) = \hat{S}_l(f) \frac{e^{-ik|\vec{r}_{q,l}|}}{4\pi|\vec{r}_{q,l}|} \quad [p] = \text{Pa} \quad (4.1)$$

Dabei sind \hat{S} die komplexe Amplitude, $|\vec{r}|$ der Abstand von der Quelle und k die Wellenzahl.

Strahlen mehrere kohärente Schallquellen gleichzeitig Signale ab, so kann der Schalldruck am Punkt q als Superposition der A_Q Schallquellen berechnet werden zu:

$$\hat{p}_q(f) = \sum_{l=1}^{A_Q} \hat{S}_l(f) \frac{e^{-ik|\vec{r}_{q,l}|}}{4\pi|\vec{r}_{q,l}|} \quad (4.2)$$

Da Schallfelder auf einer Kugeloberfläche sehr gut durch Sphärische Harmonische [Mac67, Sch07a] approximiert werden können, empfiehlt es sich, auch die Monopolsynthese zur besseren mathematischen Handhabbarkeit auf Basis eines bekannten Schallfeldes auf einer Kugeloberfläche durchzuführen. Diskretisiert man die Kugel in A_O Punkte, so kann unter Nutzung von Gleichung (4.2) das folgende lineare Glei-

chungssystem aufgestellt werden:

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_A(f) \\ \hat{p}_B(f) \\ \vdots \\ \hat{p}_{A_O}(f) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} g(f, \vec{r}_{A,1}) & g(f, \vec{r}_{A,2}) & \dots & g(f, \vec{r}_{A,A_Q}) \\ g(f, \vec{r}_{B,1}) & g(f, \vec{r}_{B,2}) & \dots & g(f, \vec{r}_{B,A_Q}) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g(f, \vec{r}_{A_O,1}) & g(f, \vec{r}_{A_O,2}) & \dots & g(f, \vec{r}_{A_O,A_Q}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{S}_1(f) \\ \hat{S}_2(f) \\ \vdots \\ \hat{S}_{A_Q}(f) \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

oder kurz:

$$\vec{\hat{p}}(f) = \underline{T}_{A_O A_Q}(f) \vec{\hat{S}}(f) \quad (4.4)$$

Die Matrix enthält nur noch Funktionen, die vom Abstand zwischen Quelle und Senke sowie der Wellenzahl abhängig sind:

$$g(f, \vec{r}_{n,l}) = \frac{e^{-ik|\vec{r}_{n,l}|}}{4\pi|\vec{r}_{n,l}|} \quad [g] = \frac{1}{\text{m}} \quad (4.5)$$

Damit eine gleichmäßige Verteilung der diskreten Punkte auf der Oberfläche erreicht wird, eignet sich als Aufteilung die sogenannte Lebedev-Quadratur [Leb76, Leb99]. Diese ist im Gegensatz zur Gauß-Quadratur und anderen Quadraturen durch annähernd äquidistante Punkte gekennzeichnet. Dadurch reduziert sich die Anzahl der notwendigen Quadraturpunkte bei der Schallfelderlegung auf der Kugel [Sch07b, DG07]. Die Anzahl der Quadraturpunkte kann für die Schallfelderlegung nicht beliebig gewählt werden, sondern hängt von der relevanten Grenzfrequenz f_g ab [Sch07b] (siehe Anhang A.2).

Zur Bestimmung der notwendigen Monopolquellen sind drei Fragestellungen zu bearbeiten:

1. Welche komplexen Amplitudenspektren haben die Monopole?
2. Wie viele Monopole beschreiben das Schallfeld hinreichend genau?
3. Welche Positionen haben die Monopole?

Die Amplitudenspektren entsprechen den komplexen Amplituden im rechten Vektor des Gleichungssystems (4.3). Bei dem Gleichungssystem

handelt es sich jedoch um ein überbestimmtes lineares Gleichungssystem, da die Anzahl der Quadraturpunkte A_O meist um ein Vielfaches größer ist als die Anzahl der Monopolquellen A_Q . Das Gleichungssystem hat in der Regel keine exakte Lösung. Damit dennoch eine Lösung gefunden wird, sollte der Fehler zwischen dem ursprünglichen Schalldruck auf der Kugeloberfläche und dem reproduzierten Schalldruck minimiert werden. Hierfür bietet sich eine Minimierung der Fehlerquadratsumme (Methode der kleinsten Fehlerquadrate) an:

$$\sum_{q=1}^{A_O} \left[\hat{p}_{q, \text{reprod}}(f) - \hat{p}_{q, \text{urspr}}(f) \right]^2 = \sum_{q=1}^{A_O} \left[\sum_{l=1}^{A_Q} \hat{S}_l(f) \frac{e^{-ik|\vec{r}_{q,l}|}}{4\pi |\vec{r}_{q,l}|} - \hat{p}_{q, \text{urspr}}(f) \right]^2 \Rightarrow \text{Min} \quad (4.6)$$

Es lässt sich zeigen, dass die Problemstellung mit der sogenannten Pseudo-Inversen gelöst werden kann [Dem02]:

$$\vec{\hat{S}}(f) = \underbrace{\left(\underline{T}_{A_O A_Q}^T(f) \underline{T}_{A_O A_Q}(f) \right)^{-1} \underline{T}_{A_O A_Q}^T(f)}_{\underline{\hat{M}}(f)} \vec{\hat{p}}(f) \quad (4.7)$$

Die Matrix $\underline{\hat{M}}$ ist nur von den Radien und der Frequenz abhängig. Somit kann die Matrix $\underline{\hat{M}}$ in einem Pre-Prozess berechnet werden und muss erst aktualisiert werden, wenn sich die Position der Monopolquellen ändert. Während der Echtzeitberechnung muss nur das Produkt der Matrix $\underline{\hat{M}}$ mit dem Vektor der Schalldrücke $\vec{\hat{p}}$ berechnet werden. Die Berechnung wurde in MATLAB implementiert. Aufgrund der kohärenten Überlagerung der Monopole werden für eine möglichst genaue Reproduktion kohärente Eingangssignale benötigt.

Bevor die Amplituden berechnet werden können, müssen die Anzahl und Positionen der Monopole bestimmt werden. Je genauer die Positionen der Monopole bekannt sind, desto besser funktioniert die Berechnung der komplexen Amplituden. Die Monopole können meist nicht an den Positionen platziert werden, an denen beim realen System die Schallanregung hervorgerufen wird. Die Quelle strahlt in der Regel nicht ausschließlich direkt ab, so dass die Form der Richtcharakteristik durch die abstrahlenden Flächen, oftmals sogar nur passiver Elemente, mitbestimmt wird. Die Anzahl und Positionen der Monopole müssen daher auf Basis des das technische System umgebenden Schallfeldes bestimmt werden. Giron schlägt hierfür eine Korrelationsmethode zwi-

schen dem bekannten Schallfeld in Form der komplexen Eigenfunktionsamplituden $\underline{\Psi}$ [Sch07b, Gir96] (werden über die Schallfeldzerlegung gewonnen) und den komplexen Eigenfunktionsamplituden angenommener Monopole \underline{A} (siehe Anhang A.2) vor [Gir96]. Die Korrelationsrechnung wird bei ausgewählten Frequenzen für verschiedene Radien \vec{r}_a zwischen dem Objekt und dem Radius der Kugeloberfläche durchgeführt [Gir96]:

$$\underline{Q}(\vec{r}_a, f) = \frac{\sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=-l}^l \underline{\Psi}_{l,m}(f) \underline{A}_{l,m}^*(\vec{r}_a, f)}{\sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=-l}^l \underline{A}_{l,m}(\vec{r}_a, f) \underline{A}_{l,m}^*(\vec{r}_a, f)} \quad (4.8)$$

An den Extremwerten der Korrelationsfunktion sind die Positionen der Schallquellen zu finden (siehe Abbildung 4.10). Je Radius existiert ein Feld, welches über dem Azimut- und Elevationswinkel aufgetragen ist. Dabei ist darauf zu achten, dass viele Extremwerte bei unterschiedlichen Radien mehrfach zu finden sind, da der Einfluss einer Quelle bei anderen Radien noch vorhanden ist. Es sind daher die Extremwerte auch über die Radien hinweg zu betrachten. In der Auswertung müssen aus den Feldern, wie in Abbildung 4.10, die Extremwerte ermittelt werden.

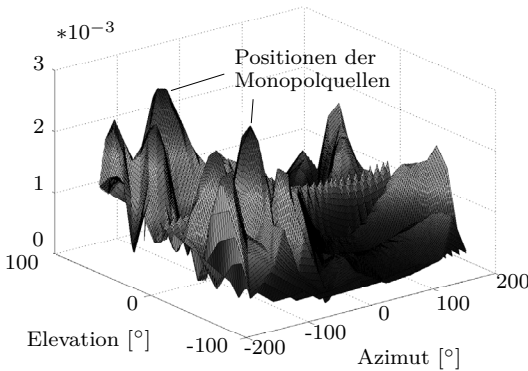
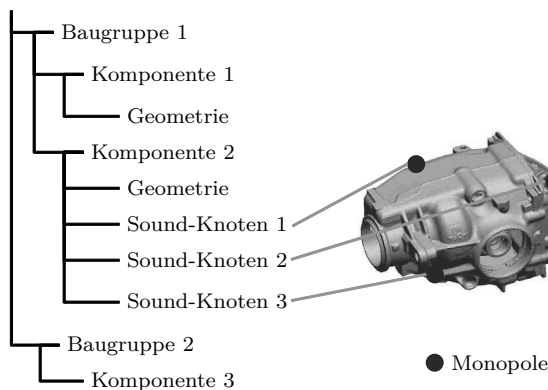


Abbildung 4.10: Korrelation zwischen den Eigenfunktionsamplituden für einen Radius von 300 mm

Die bestimmten Monopole müssen relativ zum Gestaltelement der Komponente im Szenengraph platziert werden (siehe Abbildung 4.11). Dabei ist zu beachten, dass sie im Szenengraph unterhalb der eigentlichen

Komponente angeordnet werden, damit die Quellen bei einer Bewegung der Komponente mitbewegt werden (siehe auch Abschnitt 4.1.1). Die über die Korrelationsfunktion ermittelten Positionen der Monopole beziehen sich auf ein Bezugskoordinatensystem innerhalb der Komponente. Daher muss bei der Platzierung der Monopole dieses Bezugskoordinatensystem der Komponente im Szenengraph verwendet werden. Beim Einbinden in den Szenengraph muss die Orientierung der Quellen zum geometrischen Objekt beachtet werden, damit die Richtcharakteristik zur Orientierung des Objektes passt. Es ist sinnvoll, ausgehend von den in Kugelkoordinaten bestimmten Monopolpositionen, diese in kartesische Koordinaten umzurechnen. Mit den Monopolpositionen kann der Teil-Szenengraph mit der notwendigen Anordnung der Sound-Knoten, z.B. durch die Erstellung einer VRML-Datei, in der Simulationssoftware der Monopolsynthese (hier MATLAB) gebildet werden. Der Teil-Szenengraph entspricht in Abbildung 4.11 der Anordnung der Schallquellen „Sound-Knoten 1“ bis „Sound-Knoten 3“. Der Teil-Szenengraph lässt sich in der VR-Software einfach in den Szenengraph des technischen Systems einbinden. Dies erleichtert die Übertragung der Monopolpositionen und verhindert Fehler bei der Übertragung.

Szenengraph-Basis

**Abbildung 4.11:** Einbindung der Monopolquellen in den Szenengraph

Die Methode der Monopolsynthese wurde anhand mehrerer Beispiele verifiziert. Dazu gehören die Auralisierung eines Lautsprechers und eines Hinterachsgetriebes. Die Eingangsdaten für beide Modelle waren stark unterschiedlich. Die akustischen Daten des Lautsprechers wur-

den im Hörlabor der Technischen Universität Ilmenau mittels eines entwickelten kugelförmigen Bewegungssystems mit einem Radius von 1.000 mm (siehe Abbildung 4.12) [Sch06] und einer Sweep-Funktion als Anregung gemessen. Ideal wäre eine gleichzeitige Messung an allen Quadraturpunkten mittels eines Mikrofonarrays, damit die gemessenen Signale kohärent sind. Dies ist für die notwendige Messpunkteanzahl von 974 Punkten, entsprechend der Lebedev-Quadratur für eine Grenzfrequenz von 1.400 Hz [Sch07b], aus technischen Gründen nicht möglich. Die Messpunkte wurden nacheinander angefahren und vermessen. Die Lautsprecher signale lassen sich im Gegensatz zur Abstrahlung von technischen Systemen größtenteils reproduzieren.

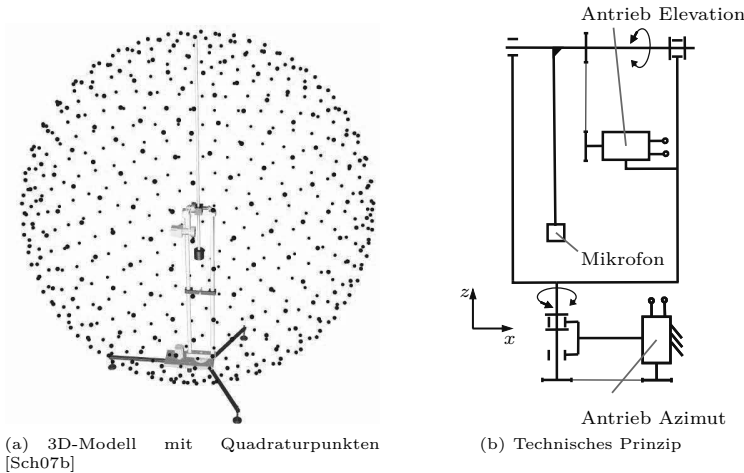


Abbildung 4.12: Bewegungssystem zur Abtastung der Kugeloberfläche

Die Eingangsdaten für das Hinterachsgetriebe stammen aus BEM-Simulationen des Fachgebietes Strukturmechanik und Akustik der Hochschule Ulm [Hus09a]. Zur Übergabe der Simulationsergebnisse an die Algorithmen der Monopolsynthese wurde eine spezielle Schnittstelle entwickelt. Die Punkte der Oberfläche wurden nach der Lebedev-Quadratur definiert. Der Radius der Kugel beträgt 1.000 mm. Das Schallfeld wurde als zweidimensionales Feld mit den Achsen Oberflächenpunkte und Frequenz an die Monopolsynthese übergeben (siehe Abbildung 4.13).

Die Schallabstrahlungen für beide Beispiele wurden mit der Monopolsynthese reproduziert. Für die Schallfeldzerlegung konnte auf vorhandene Skripte aufgebaut werden [DG07]. Die Ergebnisse der Simulation

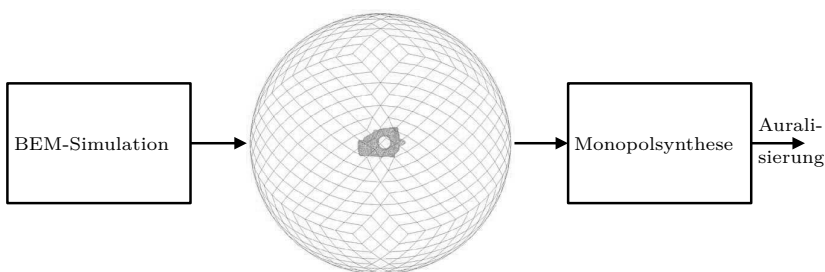


Abbildung 4.13: Übergabe der Schalldruckverteilung an die Monopolsynthese

sind für den Lautsprecher mit 16 Monopolquellen in Abbildung 4.14 [Hus08a] und für das Hinterachsgetriebe mit 10 Monopolquellen in Abbildung 4.15 dargestellt. Die reproduzierten Richtcharakteristiken bilden das reale Verhalten gut nach. Beim Lautsprecher ist vor allem die Hauptkeule gut zu erkennen. In der reproduzierten Richtcharakteristik des Lautsprechers fehlen jedoch die Spitzen entlang der Elevationsachse beim Azimutwinkel 0° . Außerdem kann die kleinere Keule entlang der Azimutachse beim Elevationswinkel 0° nicht vollständig nachgebildet werden. Die Richtcharakteristik des Hinterachsgetriebes ist durch zwei Keulen gekennzeichnet. Diese können bis auf den Verlauf im Bereich der Maximalwerte gut reproduziert werden. Für die Anwendungsbeispiele wurde bei der Bestimmung der Amplituden der Monopole (mittels Gleichung (4.7)) die Anzahl der berücksichtigten Quadraturpunkte gleichmäßig reduziert, da somit bessere Ergebnisse erzielt werden konnten.

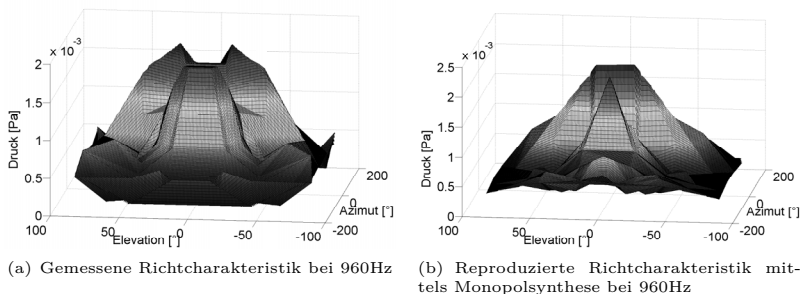


Abbildung 4.14: Richtcharakteristik des Lautsprechers

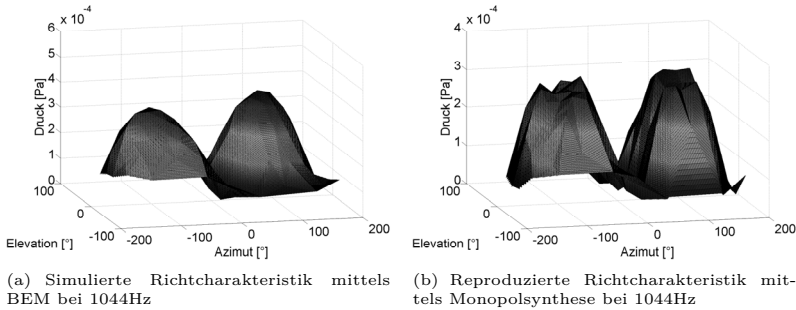


Abbildung 4.15: Richtcharakteristik des Hinterachsgetriebes

Aus den Abbildungen 4.14 und 4.15 ist ersichtlich, dass die Reproduktion für das Hinterachsgetriebe genauer möglich ist. Dies hat zwei wesentliche Gründe. Ein Grund ist die geringere Komplexität der Richtcharakteristik beim Hinterachsgetriebe. Der starke Schalldruckgradient beim Lautsprecher (vor dem Lautsprecher zu hinter dem Lautsprecher) sowie die Abweichungen der Richtcharakteristik von der theoretischen Form durch Raumanteile und Abschattungen aufgrund der Messhardware sind mit ausschließlich Monopolen nicht so gut reproduzierbar. Der andere Grund sind die Messfehler bei der Lautsprechervermessung, da die Messdaten keine vollständige Kohärenz aufweisen.

Beide Simulationen wurden in der FASP auralisiert. Da während der Arbeit keine Möglichkeit der Echtzeit-Synthese des Zeitsignals aus den Frequenzspektren in der FASP bestand, wurden die Schallsignale vorab berechnet und unter Nutzung von wav (Waveform Audio File Format)-Dateien an den Player in der FASP übertragen. Die Auralisierung beim Hinterachsgetriebe funktionierte deutlich besser, da einerseits die Simulationsergebnisse eine bessere Qualität aufwiesen und andererseits der Audioplayer für die Wellenfeldsynthese mit 16 Quellen für den Lautsprecher an die technischen Grenzen stieß, um alle Akustik-Signale zeit-synchron zu starten.

Die wichtigsten Vor- und Nachteile der Monopolsynthese sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst. Ein wesentlicher Vorteil der Methode ist, dass die Auralisierung unabhängig von der Nutzerposition ist. Außerdem lässt sich mit dieser Methode die Richtcharakteristik komplett im Szenengraph mit Monopolquellen abbilden. Es wird keine weitere Beschreibung benötigt. Die Untersuchungen zeigen allerdings auch, dass eine Modellierung auf der Seite des VR-Modells mit ausschließlich Mo-

nopolquellen für Systeme mit komplexer Richtcharakteristik sehr aufwändig und derzeit nur eingeschränkt möglich ist.

Tabelle 4.2: Vor- und Nachteile der Monopolsynthese

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Reproduktion ist unabhängig von der Nutzerposition • kontinuierliche Richtcharakteristiken können in Echtzeit nachgebildet werden • zeitaufwändige Berechnung kann in den Pre-Prozess verlagert werden • einfache Einbindung der Monopole in den Szenengraph 	<ul style="list-style-type: none"> • aufwändiger Pre-Prozess für die Simulation notwendig • zeitsynchrones Starten und Verarbeiten der Schallquellen notwendig • Anzahl an notwendigen Monopolen reduziert die Anzahl auralisierbarer technischer Systeme • kohärente Luftschallsignale für die Synthese notwendig

Zur Nutzung der Monopolsynthese in der Produktentwicklung ist folgende Vorgehensweise erforderlich:

1. Ermittlung des Schallfeldes um ein technisches System herum durch Messung von kohärenten Signalen oder Simulation
2. Ermittlung der Monopolpositionen unter Nutzung von Gleichung (4.8)
3. Einbindung der Monopole entsprechend der ermittelten Positionen in den Szenengraph des VR-Modells
4. Ermittlung der komplexen Amplituden der Monopole unter Nutzung von Gleichung (4.7) (während der VR-Session)

4.3 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde eine VR-Repräsentation für akustische Produkteigenschaften, verbunden mit der Gestaltbeschreibung, entwickelt. Die Schallquellen werden als Sound-Knoten mit WFS-Parametern unterhalb von Gruppen-Knoten der Komponenten im Szenengraph abgelegt. Somit werden die Schallquellen stets mit den Komponenten mitbewegt. Unter Nutzung der audio-visuellen VR-Modelle entsteht für die Produktentwicklung der Vorteil, dass die akustischen Produkteigenschaften während der VR-Session direkt abgerufen und zusammen mit der stereoskopischen Visualisierung auralisiert werden können. Durch die komponentenweise Modellierung und die einfachen Manipulationsmöglichkeiten, wie das Aktivieren und Deaktivieren von Schallquellen, Ändern der Lautstärke oder Austauschen der Schallquellen, können erste Bewertungen des akustischen Produktverhaltens auf Basis virtueller Prototypen vorgenommen werden. Vor allem der Einfluss einzelner Schallquellen auf das gesamte Schallverhalten kann effizient bewertet werden.

Ein Schwerpunkt in diesem Kapitel ist die Modellierung der Richtcharakteristik technischer Systeme in der VR. Es wurden zwei Methoden zur Beschreibung der Richtcharakteristik im VR-Modell erarbeitet. Die indirekte Methode der Portale wurde im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und ermöglicht vor allem die Modellierung diskontinuierlicher Schallfelder. Die Methode kann weiterhin auch gut für kontinuierliche Schallfelder mit geringer Komplexität eingesetzt werden. Für die Beschreibung kontinuierlicher Schallfelder eignet sich die Methode der Monopolsynthese. Die Grundidee wurde von Giron [Gir96] für die Binauraltechnik entwickelt. Der Ansatz wurde aufgegriffen und für die Anwendung mit technischen Systemen unter Nutzung der WFS und der VR weiterentwickelt.

Die bisherigen Modelle erlauben keine Beeinflussung des akustischen Verhaltens (abgesehen von der Lautstärke einzelner Schallquellen) und bilden keine Wechselwirkungen des Körperschalls zwischen den Komponenten ab. Für diese Zielstellung sind parametrische und echtzeitfähige Simulationsmodelle für das maschinenakustische Verhalten notwendig. Dies ist Schwerpunkt des nächsten Kapitels.

5 Simulation akustischer Produkteigenschaften

Die bisher diskutierten Modelle erlauben die Auralisierung bekannter akustischer Produkteigenschaften in der FASP, welche in Form von Monopolen in der virtuellen Szene beschrieben sind. Eine Beeinflussung der akustischen Produkteigenschaften ist nicht möglich. Zur Nutzung in der Produktentwicklung will der Ingenieur jedoch Produktmerkmale, Kraft- und Bewegungsgrößen verändern und den Einfluss auf das akustische Verhalten bewerten und optimieren. Daher werden Simulationsmodelle benötigt, die eine Einflussnahme auf die akustischen Produkteigenschaften ermöglichen und der Auralisierung vorgeschaltet werden. Diese müssen für die Anwendung in der VR echtzeitfähig sein.

5.1 Gesamtkonzept akustischer Simulation in der VR

5.1.1 Simulationsmodelle für audio-visuelles VR

Der für den Anwender hörbare Schall ist ausschließlich Luftschall. Nur bei sehr niedrigen Frequenzen sind Schwingungen über die Haut wahrnehmbar, die in dieser Arbeit allerdings nicht untersucht werden. Der Luftschall wird zum einen direkt von Schallquellen abgestrahlt und zum anderen zunächst als Körperschall durch die Struktur – auch über mehrere Komponenten hinweg – geleitet, bis dieser an der Oberfläche in Luftschall überführt wird. Jede Komponente des technischen Systems strahlt somit weitergeleiteten Körperschall indirekt ab. Komponenten, an oder in denen Körperschall angeregt wird, also akustisch aktive Komponenten, strahlen oftmals zusätzlich Schall direkt ab. Wie im vorhergehenden Kapitel gezeigt, ist es für die richtungsabhängige Auralisierung sinnvoll, das Schallfeld eines technischen Systems zunächst auf einer virtuellen Kugeloberfläche um das System zu beschreiben. Für eine vollständige Simulation sind Modelle für die Anregung, die direkte Schallabstrahlung, die Körperschallübertragung, die indirekte Schallabstrahlung sowie die Luftschallausbreitung bis zu diskreten Raumpunkten nötig (siehe Abbildung 5.1).

Der Fokus der weiteren Diskussionen liegt auf den Anregungs- und Körperschallmodellen bis an diskrete Oberflächenpunkte, welche für eine

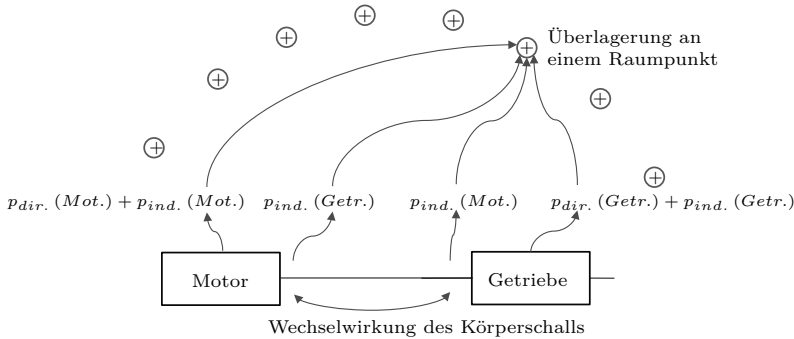


Abbildung 5.1: Beispiel der Überlagerung direkter und indirekter Schallabstrahlung sowie der Wechselwirkung zwischen den Komponenten

weiterführende Abstrahlungssimulation notwendig sind. Die Modellierung der Schallabstrahlung und Luftschallausbreitung konnte in dieser Arbeit nicht behandelt werden.

5.1.2 Modularisierung der Simulationsmodelle

Aus der maschinenakustischen Simulation eines technischen Systems möchte der Ingenieur Informationen über dominante Anregungsquellen, relevante Körperschallübertragungspfade und Abstrahlungsbereiche erhalten. Für die Bewertung ist es sinnvoll, wenn der Ingenieur einzelne Anregungsquellen und Übertragungspfade direkt beeinflussen und an unterschiedlichen Punkten im Modell des technischen Systems die Parameter für eine Analyse ermitteln kann.

Der Ingenieur charakterisiert ein technisches System über Produktmerkmale und -eigenschaften und gliedert dieses in Komponenten, die an den Kopplungen miteinander interagieren. Daher ist es zweckmäßig, für die maschinenakustische Simulation das Gesamtsystem modular in Komponentenmodelle zu zerlegen und über die Wechselwirkungen das Gesamtverhalten zu beschreiben (siehe Abbildung 5.2).

Es ist sinnvoll, in den Komponentenmodellen die Berechnungsmodelle und die Parameter für die Simulation zu trennen. Die Berechnungsmodelle finden bei mehreren Komponenten Einsatz, so dass sich diese wiederverwenden lassen. Mit der Festlegung konkreter Parameter entstehen Instanzen der Komponentenmodelle, welche dann konkrete Komponenten beschreiben.

Die komponentenweise Modellierung bietet weiterhin den Vorteil, dass die Komponentenmodelle mit den Knoten im Szenengraph verknüpft

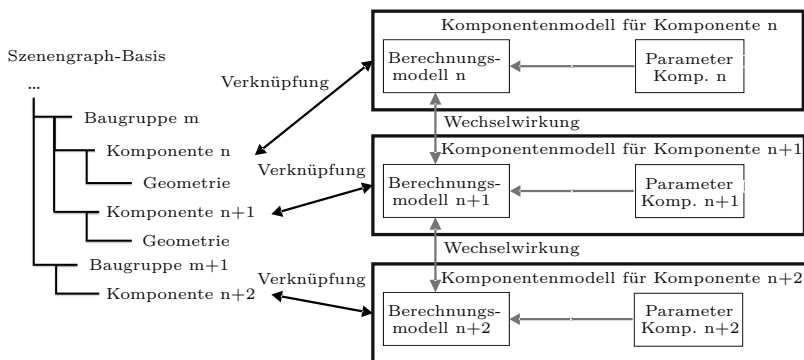


Abbildung 5.2: Zerlegung des Gesamtsystems in Komponentenmodelle und Verknüpfung der Komponentenmodelle mit dem Szenengraph

werden können (siehe Abbildung 5.2). Dies ist eine wichtige Voraussetzung für den Informationsaustausch zwischen dem Simulationsmodell und dem Szenengraph für die Visualisierung und Auralisierung.

Es ist jedoch nicht sinnvoll, jedes Bauteil in einem technischen System separat zu betrachten, da gerade die zahlreichen Kopplungen der einzelnen Bauteile schlecht modelliert werden können. Kriterien für die Zerlegung sind:

- Für welche Komponenten sollen in der Simulation die Parameter unabhängig voneinander beeinflusst werden bzw. soll das Berechnungsmodell ausgetauscht werden können?
- Welche Komponentenmodelle finden wiederholt, auch mit anderen Parametern, im Modell des Gesamtsystems Einsatz?
- Für welche Komponenten können die Simulationsparameter innerhalb der Komponenten, aber auch an den Kopplungen hinreichend genau separat bestimmt werden?
- Welche Rechnerhardware steht für die Simulation zur Verfügung?

5.1.3 Einflussgrößen für die Anregungs- und Körperschallmodelle

Körperschallanregung und -ausbreitung hängen von unterschiedlichen Parametern des technischen Systems ab. Dazu gehören konstante Parameter, die sich während der Simulation nicht ändern. Dies sind unter anderem die Produktmerkmale, wie die Anzahl von Elementen oder

die Geometrie- und die Werkstoffparameter. Weiterhin sind veränderliche Parameter nötig, die in jedem Simulationsschritt bestimmt und den Anregungs- und teilweise auch den Körperschallmodellen übergeben werden müssen. Hierzu gehören die Potentialgrößen (wie Geschwindigkeit und Winkelgeschwindigkeit) sowie die Flussgrößen (wie Kraft und Drehmoment). Neben den Anregungs- und Körperschallmodellen sind daher Modelle zur Simulation des veränderlichen Zustands nötig. Bei den Modellen zur Bestimmung des Zustands wird in der weiteren Arbeit von Zustandsmodellen gesprochen. Das Zustandsmodell einer Komponente ist abhängig von den internen Produktmerkmalen der Komponente. Der aktuelle Zustand kann bestimmt werden, wenn die Fluss- und Potentialgrößen an den Koppelstellen des Zustandsmodells bekannt sind. So hängt beispielsweise der Zustand bei einem Zahnradgetriebe für einfache Betrachtungen von den Geometrien beider Zahnräder, den Werkstoffparametern, der Winkelgeschwindigkeit und dem Lastmoment ab.

Das Zustandsmodell kann vom Anregungs- und Körperschallmodell getrennt berechnet oder direkt mit dem Anregungs- und Körperschallmodell verbunden werden. Die wesentlichen Vor- und Nachteile der jeweiligen Variante sind in Tabelle 5.1 dargestellt. Damit, wie im Abschnitt 5.1.2 erläutert, für jede Komponente eine geschlossene Beschreibung vorliegt, wurde im Rahmen der Arbeit die Variante der direkten Kopplung mit gemeinsamer Berechnung gewählt.

Tabelle 5.1: Vor- und Nachteile der Kopplung vom Zustandsmodell mit dem Anregungs- und Körperschallmodell

	Getrennte Berechnung	Gemeinsame Berechnung
Vorteile	die Modelle können mit unterschiedlicher Wiederholfrequenz berechnet werden	für jede Komponente liegt eine zusammenhängende Beschreibung vor
Nachteile	eine Synchronisation zwischen den Modellen ist notwendig	die Modelle werden mit der gleichen Wiederholfrequenz berechnet

5.1.4 Einbindung der Simulationsmodelle in die VR

Jede Komponente besteht neben einer Gestaltrepräsentation aus dem Zustands-, Anregungs-, Körperschall- und Abstrahlungsmodell (wird in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet). Die Verbindung von Anregungs-, Körperschall- und Abstrahlungsmodell wird im Weiteren als Akustikmodell bezeichnet. Die Zustands- und Körperschallmodelle der einzelnen Komponenten treten über Potential- und Flussgrößen mit den Modellen anderer Komponenten in Wechselwirkung (siehe Abbildung 5.3).

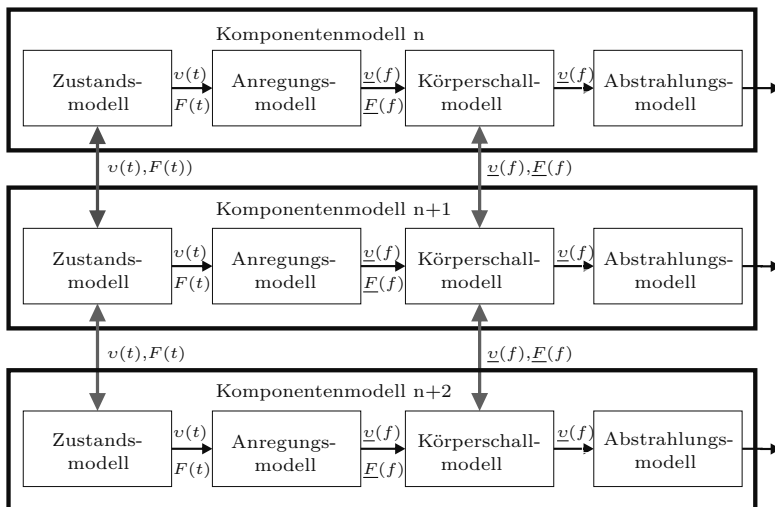


Abbildung 5.3: Kopplung der Komponentenmodelle über Potential- und Flussgrößen (zur vereinfachten Darstellung wurden nur die translatorischen Größen eingezeichnet)

Die Details bezüglich der Wechselwirkungen werden in den folgenden Abschnitten diskutiert.

Die Zustandsmodelle müssen nicht nur notwendige Eingangsdaten für die Anregungs- und Körperschallmodelle liefern, sondern sie haben auch die wesentliche Aufgabe der Berechnung der Informationen für die Aktualisierung der Visualisierung. Die Visualisierung wird in der VR-Software durch das Rendering der Objekte im Szenengraph realisiert. Hierfür müssen die VR- und Simulations-Software Informationen zwischen dem Zustandsmodell und dem Szenengraph austauschen. Für die Anpassung des Szenengraphen nach einer Neuberechnung des Zustands ist die Übergabe von neuen Positionen und Orientierungen von Interesse, d.h. die Übergabe der Zeitintegrale der Potentialgrößen aus dem Zustandsmodell.

Für diese Arbeit hat es sich als sinnvoll erwiesen, die VR- und die Simulations-Software zu trennen. Die Simulation wird auf einem separaten Rechner durchgeführt, da die Leistungsgrenze aktueller Rechner schnell erreicht ist. Für den Informationsaustausch ist ein Kommunikationsserver als Schnittstelle nötig (Details zum Datenaustausch befinden sich im Abschnitt 5.5). Treten während der VR-Session Veränderungen auf, die das Akustik- oder Zustandsmodell beeinflussen, so müssen diese rückwirkend auch von der VR- an die Simulations-

Software übergeben werden. Dies könnten beispielsweise Auswirkungen von Kollisionen zwischen zwei Komponenten sein, die eine Relativbewegung ausführen. Das Gleiche gilt für Benutzereingaben während der VR-Session.

Die oben diskutierten Aspekte führen zu einem Gesamtkonzept zur Einbindung der Simulationsmodelle in die VR. Dieses ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Dabei werden die einzelnen Komponentenmodelle aus Abbildung 5.3 zur vereinfachten Darstellung zusammengefasst. Über das Zustandsmodell wird der VR-Szenengraph aktualisiert und das Akustikmodell muss die notwendigen Schallfeldinformationen liefern, welche der Wellenfeldsynthese-Renderer auswerten kann. Das Abstrahlungsmodell ist ausgegraut, da es in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet werden konnte.

Die nachfolgenden Abschnitte beschäftigen sich mit den einzelnen Modellen für Anregung, Körperschall und Zustand sowie mit der notwendigen Parameterermittlung.

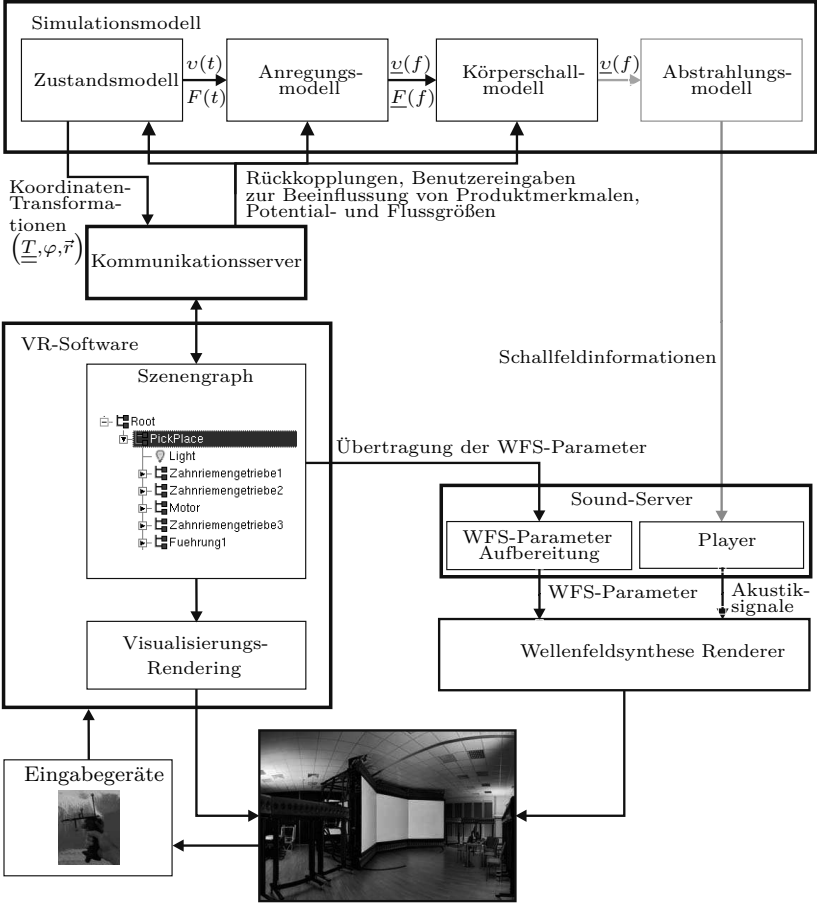


Abbildung 5.4: Gesamtkonzept der Einbindung der Simulationsmodelle in die audio-visuelle VR

5.2 Anregungsmodelle

5.2.1 Anregungsarten und -mechanismen

Im Bereich der Maschinenakustik kann man mehrere Schwingungsanregungen unterscheiden, welche unter anderem durch den zeitlichen Verlauf charakterisiert sind. Man unterscheidet zwischen Kurzzeitanregung (transienter Anregung) sowie periodischer und nicht periodischer (z.B. stochastischer) Anregung. Die Schwingungsanregungen können dabei mehreren Ursachen zugeordnet werden [Dre05, Dre06, Zsc00]. Klassifiziert man die Anregungen hinsichtlich des Orts, kann man für typische mechanische Anregungen die Einteilung in Tabelle 5.2 zugrunde legen. Weiterhin existieren Luftschall- und Flüssigkeitsschallanregungen, welche hier jedoch nicht aufgeführt werden sollen. Beispiele befinden sich in [Die01].

Tabelle 5.2: Klassifikation typischer mechanischer Anregungen

Anregungsort	Anregungsmechanismus
An der Grenzfläche zwischen Komponenten	<ul style="list-style-type: none"> • Einzelstoß, Stoßfolge • Variation von Parametern (z.B. Kopplungssteifigkeit) • Reibungseffekte (z.B. Stick-Slip-Effekt) • Formabweichungen
Innerhalb von Komponenten	<ul style="list-style-type: none"> • Variation von Parametern (z.B. Steifigkeit) • Massenkräfte (z.B. Unwucht)

Die Anregung einer Struktur wird durch mehrere Parameter beschrieben [Mon87, Ful99, Fin00]. Dazu gehört die eigentliche Quellfunktion als Schnellequelle v_{Qf} oder Kraftquelle und die innere Admittanz \underline{Y}_S (bzw. Impedanz). Je nach Last an der Quelle stellt sich eine andere Schnelle und Kraft am Ausgang der Quelle ein. Eine ideale Quelle kann als eine Gerade zwischen Kurzschluss- und Leerlauffall beschrieben werden. Übertragen auf eine Schwingungsquelle bedeutet dies freie Schwingung an der Quelle und vollständig geblockte Quelle. Die Schnelle am Ausgang der Quelle v_Q lässt sich bei bekannter innerer Admittanz der Quelle \underline{Y}_S bestimmen zu:

$$v_Q = v_{Qf} - \underline{Y}_S \underline{F}_R \quad (5.1)$$

Dabei ist \underline{F}_R die eingeprägte Kraft.

Für viele Schwingungssimulationen wird von einer stärker idealisierten Quelle ausgegangen [Net07, Dem02]. Die Schnelle oder Kraft am Ausgang der Quelle wird dann unabhängig von der Last beschrieben. Dieser Ansatz führt bei unterschiedlichen Lasten zu Fehlern, da die angenommene Schnelle oder Kraft im Realfall nicht erreicht werden kann. Diese Vereinfachung ist daher eigentlich nur bei bekannten und nicht veränderlichen Lasten anwendbar. Für viele Simulationen muss die Vereinfachung jedoch getroffen werden, da nicht alle Parameter der Quelle bekannt sind.

Für die Beschreibung der Anregung ist weiterhin zu beachten, über welche geometrischen Elemente die Quelle mit der Struktur verbunden ist. Dabei handelt es sich meist um eine oder mehrere Flächenpaarungen. Für viele Simulationen wird die Kopplung oft als punktuelle Kopplung mit konzentrierter Beschreibung des Übertragungsverhaltens abgebildet. Bei größeren bzw. verteilten Kopplungen ist diese Vereinfachung nicht zulässig. Modelle für derartige Kopplungen wurden unter anderem in [Bon09, Bon10] vorgestellt. Für diese Arbeit werden aufgrund der Echtzeitbedingungen und der Anregungsquellen in den betrachteten technischen Systemen nur punktuelle Kopplungen berücksichtigt. Für die Beschreibung der Anregung müssen die Anregungsmechanismen bei den betrachteten Systemen identifiziert werden. Die Anregungen sind dabei Funktionen der Produktmerkmale und des aktuellen Zustands, letzterer ausgedrückt über die aktuellen Potential- und Flussgrößen. Die Anregungsmechanismen sind oftmals sehr komplex und viele weisen ein stochastisches Verhalten auf. Dies ist vor allem der Fall, wenn sie von lokalen Geometrieabweichungen oder tribologischen Effekten an der Kopplung abhängen. Trotzdem zeigt es sich, dass sich einige Anregungsmechanismen mit vereinfachten Modellen hinreichend gut beschreiben lassen, so dass markante Frequenzspektren nachgebildet werden können. Dies betrifft vor allem tonale Geräusche [DIN09] bei periodischer Anregung, deren Frequenzen meist einer Potentialgröße, z.B. einer Winkelgeschwindigkeit, oder deren Vielfachen zugeordnet werden können. Die Anregungsfrequenzen der tonalen Geräusche sind von den Produktmerkmalen und Potentialgrößen abhängig (z.B. Zahneingriffsfrequenz). Die zugehörigen Amplituden lassen sich wiederum aus den Produktmerkmalen und den Flussgrößen sowie den Potentialgrößen bestimmen [Dre06, VDI90, Wei03]. Gerade für tonale Geräusche ist zu beachten, dass die Harmonischen der Grund-Anregungsfrequenz berücksichtigt werden müssen, da diese für den Klang verantwortlich sind.

Für eine Auralisierung reicht es oftmals jedoch nicht aus, ausschließlich die tonalen Geräusche zu simulieren. Das Geräuschverhalten ist weiter-

hin durch breitbandige Geräuschanteile charakterisiert. In derartigen Fällen soll im Rahmen dieser Arbeit auf gemessene Spektren zurückgegriffen werden. Um die tonalen Anregungen trotzdem über die Simulationsmodelle beeinflussen zu können, ist es oftmals sinnvoll, simulierte und gemessene Spektren für eine Gesamtsimulation zu überlagern.

5.2.2 Simulation von Schwingungsanregungen

In diesem Abschnitt soll die Anregungssimulation tonaler Geräusche diskutiert werden. Hierfür kommen bekannte Anregungsmechanismen zum Einsatz. Das Ziel der Anregungsmodelle ist die Ermittlung der Anregungsspektren unter Berücksichtigung bekannter Produktmerkmale und des aktuellen Zustands des technischen Systems. Die Modelle sollen die wesentliche Anregungscharakteristik nachbilden und mit dem Fokus auf den Einsatz in der VR eine Echtzeit-Simulation ermöglichen. Daher wird in dieser Arbeit nur mit vereinfachten Anregungssimulationen gearbeitet. Für die betrachteten Echtzeit-Simulationen der Anregungen werden die Potential- und Flussgrößen in jedem Berechnungsschritt als quasi-stationär betrachtet.

5.2.2.1 Zeit- und Frequenzbereich

Simulationen der Schwingungsanregung können im Zeit- oder Frequenzbereich durchgeführt werden. Im Zeitbereich kann die Anregung für tonale Geräusche bei bekannten Anregungsmechanismen oftmals relativ einfach unter Nutzung der Produktmerkmale und der Potential- und Flussgrößen berechnet werden [Wei03, Kol00, Dre06]. Die komplette Simulation im Zeitbereich erfordert jedoch sehr hohe Wiederholraten, damit die hohen Frequenzanteile bestimmt werden können [Her03].

Die direkte Simulation der Anregung im Frequenzbereich erfordert die Kenntnis der spektralen Verteilung, also des Verhältnisses der Amplituden der harmonischen Anregungsfrequenzen zur Amplitude der Grund-Anregungsfrequenz (siehe Abbildung 5.6). Hier wird im Weiteren von relativen Amplituden gesprochen. Diese werden vor allem durch den zeitlichen Verlauf der Anregungsgröße bestimmt und lassen sich über eine FFT des zeitlichen Verlaufs ermitteln. Das Prinzip der Transformation mittels FFT ist beispielhaft in Abbildung 5.5 dargestellt. Mit Veränderung des zeitlichen Verlaufs der Anregungsgröße (z.B. durch Veränderung der Potentialgröße) ändert sich auch das Anregungsspektrum. Die Grund-Anregungsfrequenzen können für viele Anregungsmechanismen mit analytischen Methoden aus den Produktmerkmalen und den Potentialgrößen direkt im Frequenzbereich berechnet werden [Wei03, Wen98, Küç87].

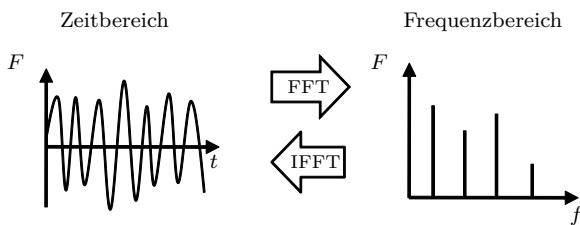


Abbildung 5.5: Umrechnung zwischen Zeit- und Frequenzbereich unter Nutzung der FFT und der IFFT

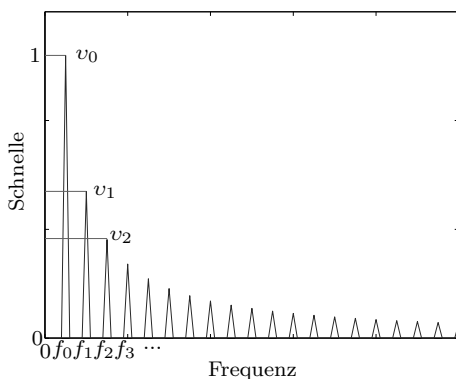


Abbildung 5.6: Erfassung der relativen Amplituden aus dem Spektrum

Für die Umwandlung zwischen Zeit- und Frequenzbereich gilt für die Fourier-Transformation zeitkontinuierlicher Signale der folgende Zusammenhang (Ähnlichkeitssatz) [Fre08]:

$$x(at) \xrightarrow{\mathcal{F}} \frac{1}{|a|} X\left(\frac{f}{a}\right) \quad a \in \mathbb{R}, a \neq 0 \quad (5.2)$$

mit t der Zeit, f der Frequenz und a dem Streckungs- oder Stauchungsfaktor.

Die Gleichung (5.2) bedeutet, dass eine Streckung der Abszissenachse im Zeitbereich zu einer Stauchung der Abszissenachse im Frequenzbereich und umgekehrt führt. Unter der Annahme, dass sich bei Änderung der Potentialgröße die Änderung des zeitlichen Verlaufs der Anregungs-

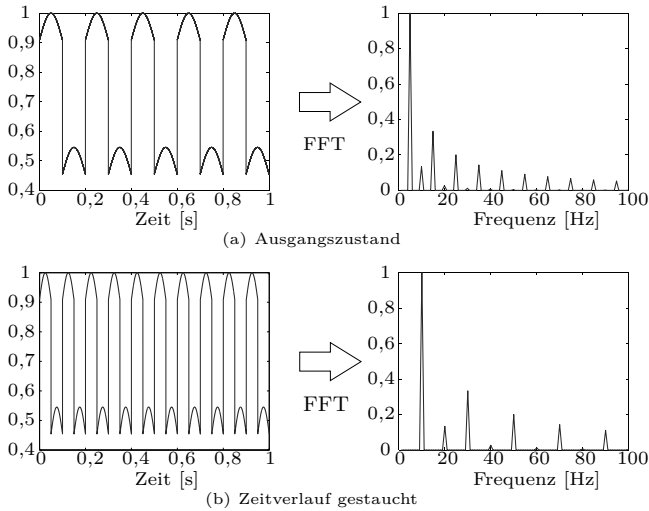


Abbildung 5.7: Stauchung und Streckung des Spektrums bei Änderung der Potentialgröße (Amplituden sind normiert)

größe nur durch Streckung oder Stauchung der Zeitachse (ggf. auch Ordinatenachse - siehe unten) äußert, kann das veränderte Spektrum unter Nutzung der relativen Amplituden für unterschiedliche Werte der Potentialgröße direkt im Frequenzbereich bestimmt werden. Ausgangspunkt sind eine Referenz-Potentialgröße und eine -Flussgröße, die zur Simulation im Zeitbereich dienen. Ein einfaches Beispiel zeigt Abbildung 5.7 bei Verdopplung der Potentialgröße. Eine weitere Annahme für die Echtzeit-Simulation im Frequenzbereich ist, dass zwischen den Flussgrößen, ggf. auch den Potentialgrößen, und den Amplituden im Spektrum ein expliziter, nicht zwangsweise linearer, Zusammenhang besteht. Für viele Anregungsmechanismen müssen die Amplituden im Spektrum bei Änderung der Potentialgröße skaliert werden. Die notwendige Skalierung lässt sich aus dem mathematischen Modell des Anregungsmechanismus ableiten.

Es empfiehlt sich, für vorgegebene Produktmerkmale und diskrete Zustände, bei denen sich der veränderte Verlauf der Anregungsgröße nicht durch Streckung oder Stauchung der Achsen beschreiben lässt, zunächst eine Pre-Simulation im Zeitbereich durchzuführen und die Ergebnisse unter Nutzung der FFT in den Frequenzbereich zu überführen. Normiert man das Spektrum, so können die relativen Amplituden der

Harmonischen (z.B. $\frac{v_1(f_1)}{v_0(f_0)}$) zur Grund-Anregungsfrequenz f_0 entnommen werden (siehe Abbildung 5.6 und Tabelle 5.3). Mit den relativen Amplituden werden auch die Referenzgrößen gespeichert. Die Grund-Anregungsfrequenz f_0 und die zugehörige Amplitude $v_0(f_0)$ lassen sich während der Echtzeit-Simulation über die Produktmerkmale, den aktuellen Zustand und die Referenzgrößen berechnen. Unter Nutzung der relativen Amplituden kann in der Echtzeit-Simulation ausgehend von der Grund-Anregungsfrequenz und der zugehörigen Amplitude das Spektrum berechnet werden.

Tabelle 5.3: Relative Amplituden aus dem Anregungsspektrum

relative Anregungsfrequenz	relative Amplitude
1	1
f_1/f_0	$\frac{v_1(f_1)}{v_0(f_0)}$
f_2/f_0	$\frac{v_2(f_2)}{v_0(f_0)}$
...	...

5.2.2.2 Parametrische Modellierung

Wie geschildert, sind viele Anregungsspektren Funktionen der Produktmerkmale. Für den Einsatz der Anregungsmodelle in der Produktentwicklung ist es sinnvoll, die Parameter beeinflussen zu können. Dies verlangt eine parametrische Modellierung mit einfacher Anpassbarkeit der Parameter.

Viele Anregungsquellen stehen im Zusammenhang mit Maschinenelementen, wie Wälzlagerungen, Zahnriemengetrieben, Zahnradgetrieben oder Führungen. Damit möglichst viele Elemente einer Klasse mit dem selben Anregungsmodell abgebildet werden können, ist eine hinreichende Abstraktion auf gemeinsame Produktmerkmale oder -eigenschaften notwendig. Bei Wälzlagerungen ist dies unter anderem der Verlauf der radialen Steifigkeit, welcher sich mit dem Umlauf der Wälzkörper zyklisch ändert. Wie die Steifigkeit bestimmt wird, hängt vom Lagertyp und der Form der Wälzkörper und der Laufringe ab. Wird der Steifigkeitsverlauf als gemeinsamer Parameter genutzt, können unterschiedliche Pre-Simulationen unter Nutzung lagerspezifischer Parameter wie Anzahl der Wälzkörper oder Durchmesser der Wälzkörper und der Laufringe zur Bestimmung der Steifigkeit eingesetzt werden. Dies gilt auch für andere Maschinenelemente.

5.2.2.3 Anregungsmechanismen

Die Simulation der Schwingungsanregungen setzt die möglichst genaue Kenntnis der Anregungsmechanismen voraus. Selbst für einfache Maschinenelemente sind dies oftmals eine Vielzahl von Mechanismen, die nur in der Überlagerung das Gesamtspektrum ergeben. Die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Anregungsmechanismen beschränken sich auf bereits in der Literatur untersuchte mechanische Anregungen. Weiterhin wird eine deterministische Modellierung vorgenommen. Alle nicht mit Anregungsmechanismen beschreibbaren Anregungen werden aus empirischen Messdaten gewonnen. Durch die Modularisierung (siehe Abschnitt 5.1.2) können die entwickelten Modelle in weiteren Arbeiten konkretisiert oder ausgetauscht werden.

Während der Simulation müssen die Anregungsfrequenzen und die zugehörigen Amplituden bestimmt werden. Hier sollen zwei wichtige Anregungsmechanismen näher erläutert werden. Die Parameterbestimmung erfolgt im Kapitel 6 am konkreten Beispiel.

Für Anregungen aufgrund periodisch veränderlicher Größen, wie drehwinkelabhängiger Steifigkeiten, kann unter Einbeziehung von Fluss- oder Potentialgrößen der zeitliche Verlauf der Anregungsgröße bestimmt werden. Eine für die betrachteten Echtzeit-Simulationen wichtige Eigenschaft dieser Anregungsmechanismen ist, dass sich der zeitliche Verlauf der veränderlichen Größe (z.B. der Steifigkeit) bei Änderung der Potentialgröße durch eine Streckung oder Stauchung der Zeitachse beschreiben lässt. Der Verlauf der Anregungsgröße lässt sich mittels einer FFT in den Frequenzbereich überführen:

$$\frac{d}{dt} \frac{F_N}{c(\varphi(t))} \overset{\mathcal{F}}{\circ \bullet} \Delta \underline{v}(f) \Rightarrow \underline{v}_Q(f) \quad (5.3)$$

Dies ist in Abbildung 5.8 vereinfacht für ein Zahnradpaar mit Evolventenverzahnung unter Berücksichtigung der veränderlichen Steifigkeit und unter Annahme eines konstanten Lastmoments dargestellt.

Bei Stoßanregung hängt das Anregungsspektrum primär vom Verlauf des Stoßes ab. Ein idealer Stoß regt alle Frequenzen gleichmäßig an, wohingegen ein realer Stoß nur Frequenzbereiche anregt. Wiederholt sich der Stoß mehrfach innerhalb kurzer Zeit (Stoßfolge), so entsteht aus dem kontinuierlichen Spektrum ein Linienspektrum. Die Grund-Anregungsfrequenz wird durch die Zeitdifferenz bei den Stoßen bestimmt. Die relativen Amplituden der Harmonischen ergeben sich wieder durch den zeitlichen Verlauf des Stoßes selber und lassen sich gut mittels der FFT berechnen (siehe Abbildung 5.9). Die Amplituden des Anregungsspektrums werden durch die Impulsänderung beim Stoß determiniert.

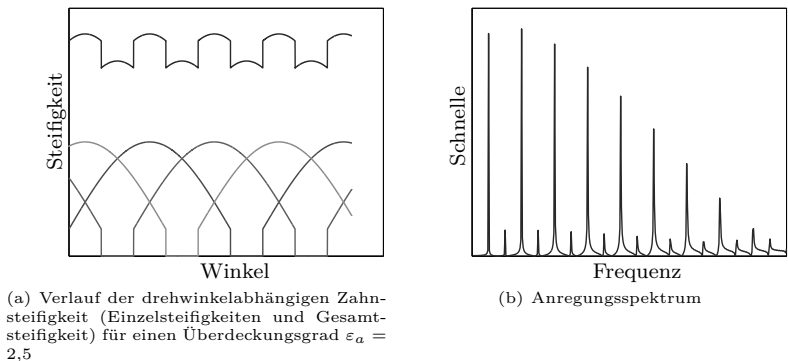


Abbildung 5.8: Bestimmung des Anregungsspektrums basierend auf der drehwinkelabhängigen Steifigkeit

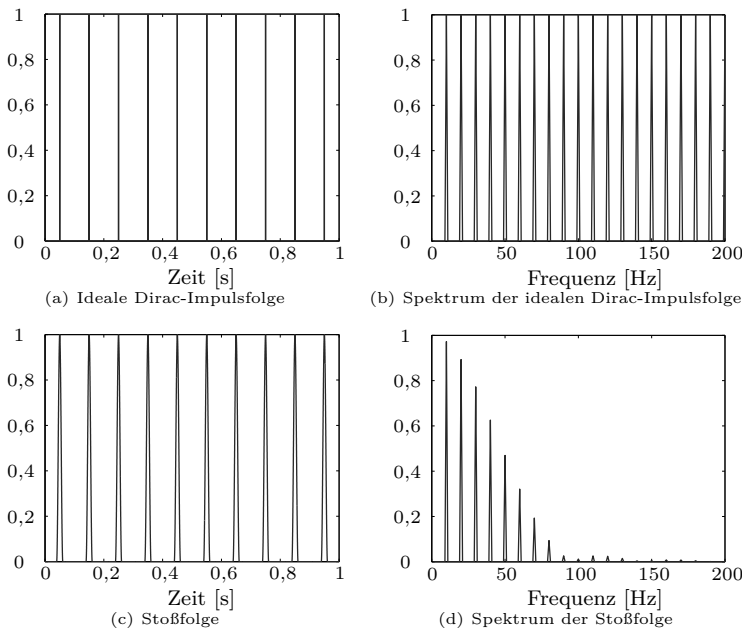


Abbildung 5.9: Spektren bei unterschiedlichem zeitlichen Verlauf der Stoßfolge (normiert)

5.2.2.4 Anregungsmodelle in der Simulation

Die Erläuterungen zeigen, dass unterschiedliche Anregungsmechanismen in technischen Systemen zu finden sind. Sie haben gemeinsam, dass für ihre Simulation Produktmerkmale sowie Potential- und Flussgrößen nötig sind. Die Anregungsmodelle der einzelnen Komponenten liefern in jedem Simulationsschritt das Anregungsspektrum über den betrachteten Frequenzbereich. Das Prinzip der Anregungsmodelle ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Die Anregungssimulation teilt sich in einen Pre-Prozess und eine Echtzeit-Simulation auf. Im Pre-Prozess werden die relativen Amplituden bestimmt. In der Echtzeit-Simulation wird das zustandsabhängige Anregungsspektrum berechnet. Alle Anregungsmodelle haben die gleiche Schnittstelle zu den Körperschallmodellen, welche aus komplexen frequenzabhängigen Vektoren für die Schnelle \underline{v}_Q und der Kraft \underline{F}_R besteht. Dies ermöglicht die Austauschbarkeit der Modelle. Im Rahmen der Untersuchungen für diese Arbeit war es nicht möglich, die innere Admittanz \underline{Y}_S zu bestimmen. Diese ist daher in Abbildung 5.10 nicht dargestellt. Die Kraft \underline{F}_R wird formal bereits mitgeführt.

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird für die Anregungsmodelle die kompakte Darstellung nach Abbildung 5.11 verwendet.

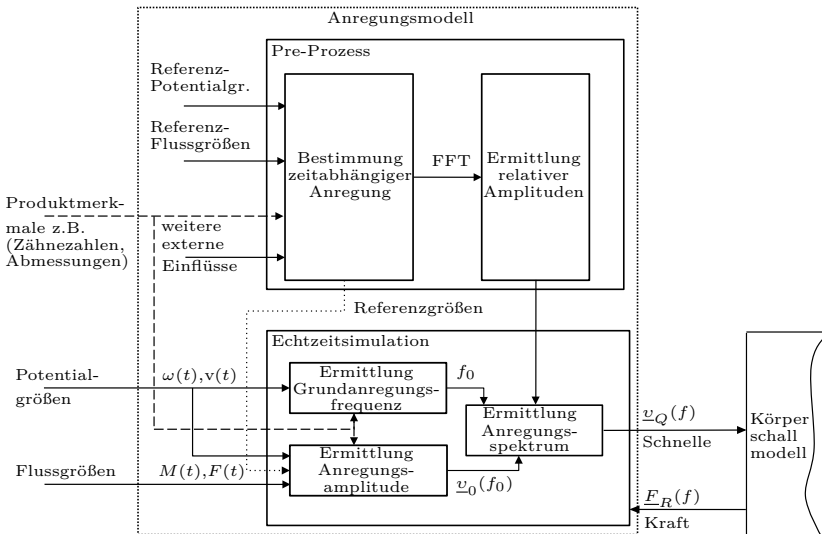


Abbildung 5.10: Generelles Anregungsmodell mit Aufteilung in Pre-Prozess und Echtzeit-Simulation, relativen Amplituden sowie den Einflussgrößen

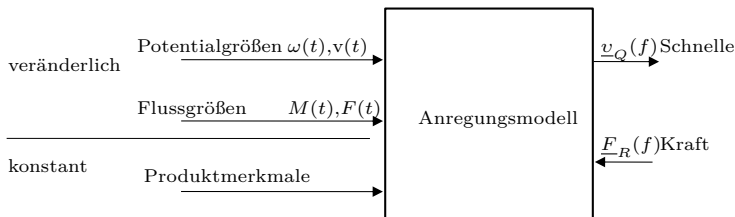


Abbildung 5.11: Kompakte Darstellung des Anregungsmodells mit Aufteilung in konstante und veränderliche Einflussgrößen

5.2.3 Experimentelle Bestimmung von Schwingungsanregungen

Wie im Abschnitt 5.2.1 geschildert, ist es mit derzeit bekannten Anregungsmechanismen nicht möglich, alle Schwingungsanregungen nachzubilden. Daher muss für viele Komponenten zusätzlich oder auch komplett auf eine experimentelle Bestimmung der Anregung zurückgegriffen werden. Bei der Erfassung sind die folgenden Bedingungen zu beachten. Die relevanten Spektren treten an der Kopplung zwischen zwei Komponenten auf. Die Erfassung an diesen Punkten ist jedoch kaum möglich oder der Einbau von Sensoren verändert die Gestalt der Komponente [Gui08]. Daher müssen die Spektren oftmals in der Nähe dieser Punkte an den umgebenden Komponenten gemessen werden. Dabei ist zu beachten, dass in den gemessenen Spektren bereits der Einfluss der umgebenden Komponenten in Form einer Übertragungsfunktion zwischen eigentlicher Quellposition und dem Messpunkt enthalten ist. Bei bekannter Übertragungsfunktion sollte diese herausgerechnet werden. Untersuchungen hierzu wurden unter anderem in [Ver94] vorgestellt.

Wie in den vorhergehenden Abschnitten herausgestellt, hängt die Anregung wesentlich von den Potential- und Flussgrößen ab. Die gemessenen Spektren sind daher auch Funktionen dieser Zustandsgrößen, so wie sie während der Messung vorlagen. Es ist darauf zu achten, dass die Spektren abhängig vom vollständigen Bewegungszustand sind (vor allem bei instationärer Anregung), also nicht nur von der aktuellen Potentialgröße (z.B. Geschwindigkeit), sondern auch vom aktuellen Zeitdifferential der Potentialgröße (z.B. Beschleunigung) und vom Zeitintegral der Potentialgröße (z.B. Position). Damit die Anregungsspektren für einen größeren Bereich an Potential- und Flussgrößen abgebildet werden können, ist es sinnvoll, ganze Kennfelder zu erfassen und diese in Abhängigkeit von den Zustandsgrößen zu speichern.

Zur Nutzung der Kennfelder in der Echtzeit-Simulation sollten die Anzahl der berücksichtigten Zustandsparameter und die Anzahl der Stützstellen gering gehalten werden. Mit steigender Anzahl berücksichtigter

Zustandsparameter steigt die Anzahl der Elemente im Kennfeld exponentiell an. Dadurch entsteht ein größerer Aufwand bei der Datenbereitstellung. So enthält ein dreidimensionales Kennfeld mit je 50 Zuständen und 5.000 Frequenzen beispielsweise bereits 12.500.000 Elemente (siehe Abbildung 5.12). Außerdem sollte die Dimension der Kennfelder auf wenige relevante und bestimmbare Zustandsparameter beschränkt werden, da mit den Zustandsmodellen die notwendigen Kombinationen der Zustandsparameter für die Auswahl der Spektren bestimmt werden sollen. Abbildung 5.12 zeigt beispielhaft ein Kennfeld für zwei Zustandsparameter mit Frequenzspektren in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und der Beschleunigung.

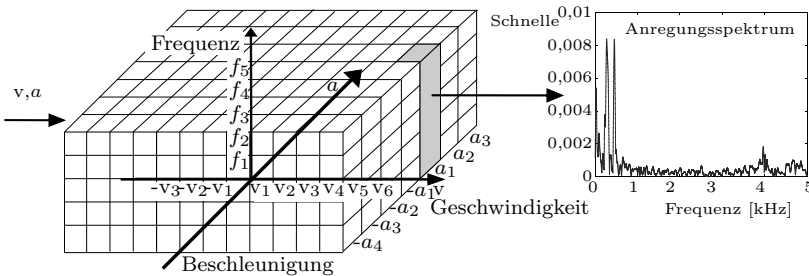


Abbildung 5.12: Dreidimensionales Kennfeld zur Repräsentation experimentell bestimmter Anregungsspektren

Zur Reduzierung der Stützstellen im Kennfeld sollte geprüft werden, ob eine nichtlineare Skalierung der Achsen im Kennfeld zweckmäßig ist. Dies ist vor allem dann sinnvoll, wenn die Werte der Zustandsgrößen vorrangig in einem begrenzten Wertebereich vorliegen und nur wenige Werte außerhalb des Bereichs auftreten. Eine nichtlineare Skalierung wird in den Anregungsmodellen durch die Übergabe von Vektoren zur Beschreibung der Skalierung der Achsen ermöglicht.

Bei der Übertragung der Messsignale in die Kennfelder spielt die Fensterlänge eine entscheidende Rolle (siehe Abschnitt 2.2.2.1). Viele markante Anregungen treten nur sehr kurzzeitig auf. Die Fensterlänge zur Erfassung der zugehörigen Spektren kann jedoch nicht beliebig kurz gewählt werden, da dies zu einer schlechteren Frequenzauflösung führt. Hier muss bei der Übertragung meist ein Kompromiss eingegangen werden.

Für den Einsatz der gemessenen Spektren ist zu beachten, dass diese nur für die während der Messung vorliegenden Randbedingungen gelten. Ändern sich die Belastungen, die Einbaulage oder kommt es durch längeren Einsatz zu Erwärmungen oder Verschleiß, so müssen eigentlich

für eine korrekte Simulation des gesamten Systems die Anregungsspektren neu gemessen werden.

5.3 Körperschallmodelle

5.3.1 Simulationsmethoden

Die Simulation des Körperschallverhaltens mit numerischen Methoden, wie FEM, ist sehr aufwändig und derzeit nicht in Echtzeit realisierbar, zumal in der Regel die notwendigen Materialparameter und Randbedingungen nicht hinreichend genau bekannt sind. Für die Nutzung in der audio-visuellen VR sind vereinfachte Modelle nötig, welche die Körperschallübertragung zwischen den Kopplungen der Komponenten und den relevanten Oberflächenpunkten für die weiterführende Bestimmung der Schallabstrahlung beschreiben.

Für die Simulation des maschinenakustischen Produktverhaltens muss ein großer Frequenzbereich von ca. 20 Hz bis mehrere kHz betrachtet werden. Weder FEM- noch SEA-Simulation decken diesen Bereich mit vertretbarem Aufwand ab (siehe Abschnitt 2.2.1). Für Anwendungen in der audio-visuellen VR ist der Einsatz von linearen Übertragungsfunktionen oder linearen Vierpolen sinnvoll [Web09b, Hus10a]. Vierpole bieten den Vorteil, dass die Körperschallübertragung bidirektional abgebildet werden kann. Daher werden die Körperschallmodelle der einzelnen Komponenten für diese Arbeit aus Vierpolen aufgebaut.

Im Rahmen dieser Arbeit wird nur eine Schwingungsrichtung betrachtet, da die vorhandene Messtechnik nur eine uniaxiale Messung ermöglicht. Die gewählte Schwingungsrichtung wird unabhängig vom Hauptkoordinatensystem in Richtung der vermutlichen Hauptschwingungsrichtung an der Kopplung gewählt. Für eine Ebene-Ebene-Paarung ist dies die Schwingung normal zur Oberfläche. Es ist bekannt, dass dadurch Fehler entstehen können, die aufgrund der technischen Rahmenbedingungen aber nicht vermeidbar sind.

5.3.2 Modellierung der Körperschallübertragung mit Vierpolen

Die Modellierung der Körperschallübertragung kann mit unterschiedlichen Vierpol-Formen (Ketten-, Impedanz-, Admittanz- und Hybrid-Form) geschehen. Die Admittanz- und Impedanz-Form entsprechen vor allem dem messtechnischen Verständnis für Vierpole [Hyn02]. Weiterhin finden sie bei der Verschaltung von Vierpolen Einsatz [Fin00]. Die Ketten-Form wird dafür eingesetzt, Vierpole hintereinander zu schalten. Hierfür werden die Vierpolmatrizen multipliziert. Diese Form ist in

der Literatur sehr verbreitet [Vak85, Sei99]. Für den in dieser Arbeit betrachteten modularisierten Modellaufbau bietet sich die Hybrid-Form an. Das Verhalten der Vierpole kann mittels Signalfussmodellen simuliert werden. Während der Simulation kann der Schwingungszustand zwischen zwei Signalfussmodellen einfach ausgelesen werden. Weiterhin lassen sich die Simulationsmodelle durch das Einfügen weiterer Elemente zwischen zwei Elementen oder am Anfang sowie am Ende erweitern. Die Impedanz-Form wird zusätzlich für spezielle Vierpolschaltungen an den Verzweigungen der Vierpolnetzwerke benötigt (siehe Abschnitt 5.3.5).

Die Hybrid-Form-Beschreibung kann in zwei Varianten vorgenommen werden. Dies sind eine flussgrößengetriebene (siehe Gleichung (5.4)) und eine potentialgrößengetriebene (siehe Gleichung (5.5) und Abbildung 5.13) Form. Dabei ist die Fluss- oder die Potentialgröße die vorwärts getriebene Größe im Signalfussmodell, die jeweils andere Größe beschreibt die Antwort nachgeschalteter Komponenten im Signalfussmodell.

$$\begin{pmatrix} \underline{F}_2(f) \\ \underline{v}_1(f) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{H}_{11}(f) & \underline{H}_{12}(f) \\ \underline{H}_{21}(f) & \underline{H}_{22}(f) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{F}_1(f) \\ \underline{v}_2(f) \end{pmatrix} \quad (5.4)$$

$$\begin{pmatrix} \underline{v}_2(f) \\ \underline{F}_1(f) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{G}_{11}(f) & \underline{G}_{12}(f) \\ \underline{G}_{21}(f) & \underline{G}_{22}(f) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{v}_1(f) \\ \underline{F}_2(f) \end{pmatrix} \quad (5.5)$$

Die flussgrößengetriebene Hybrid-Form findet man in einigen Literaturquellen wie [Web05b, Fin00]. In dieser Arbeit hat sich gezeigt, dass mit der potentialgrößengetriebenen Form die Randbedingung „freier Rand“ sehr gut nachgebildet werden kann (siehe Abschnitt 5.3.6). Diese ist für eine weiterführende Abstrahlungssimulation nötig. Daher wird für die weiteren Betrachtungen die potentialgrößengetriebene Form aus Gleichung (5.5) verwendet. In der Literatur wird diese Form auch als Inverse Hybridmatrix bezeichnet (zu beachten ist, dass in der Literatur bei der Inversen Hybridmatrix oft die beiden Zeilen vertauscht sind).

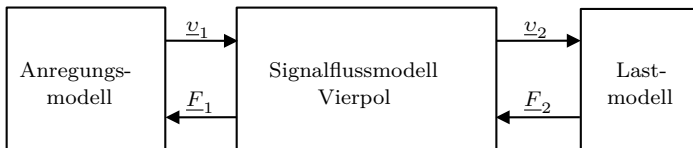


Abbildung 5.13: Signalfussmodell eines Vierpols zur Beschreibung der Körperschallübertragung durch eine Komponente am Beispiel einer potentialgrößengetriebenen Hybrid-Form mit Anregungs- und Lastmodell

Es ist darauf zu achten, dass in der Maschinenakustik und bei Betrachtungen im Frequenzbereich die Vierpolparameter sowie die Ein- und Ausgangsgrößen komplexwertige Vektoren über dem betrachteten Frequenzbereich ($f_1 \dots f_n$) sind:

$$\underline{v}_2(f) = \begin{pmatrix} \underline{v}_2(f_1) \\ \underline{v}_2(f_2) \\ \vdots \\ \underline{v}_2(f_n) \end{pmatrix}; \quad \underline{G}_{11}(f) = \begin{pmatrix} \underline{G}_{11}(f_1) \\ \underline{G}_{11}(f_2) \\ \vdots \\ \underline{G}_{11}(f_n) \end{pmatrix}; \quad \underline{v}_1(f) = \begin{pmatrix} \underline{v}_1(f_1) \\ \underline{v}_1(f_2) \\ \vdots \\ \underline{v}_1(f_n) \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

Die Vierpolgleichungen lassen sich elementweise berechnen. Für die Simulation wird das Signalflussmodell des Vierpols in ein maschinenakustisches Netzwerk integriert. Im einfachsten Fall wird im Signalflussmodell eine Quelle vorgeschaltet sowie eine Last angehängt (siehe Abbildung 5.13). Eine einfache Verschaltung von Signalflussmodellen zweier gleichartiger, hier potentialgrößengetriebener, Vierpole zeigt Abbildung 5.14.

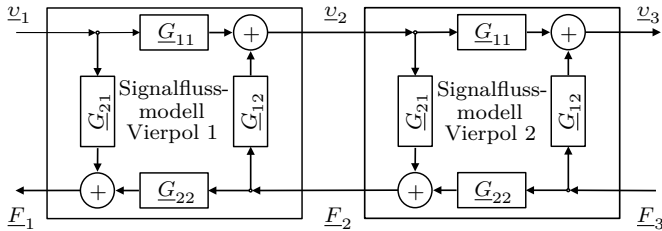


Abbildung 5.14: Signalflussmodell einer Verschaltung von Vierpolen in Hybrid-Form

5.3.3 Betrachtung kohärenter und inkohärenter Anregungsquellen

In realen technischen Systemen befinden sich meist mehrere Anregungsquellen. Die Körperschallausbreitung der von den Anregungsquellen ausgehenden Schwingungen kann zunächst unabhängig voneinander betrachtet werden. Ist das Gesamtkörperschallspektrum von Interesse, so müssen die einzelnen Anteile überlagert werden. Dies gilt beispielsweise an den Oberflächenpunkten, wenn die resultierende Schwingungsschnelle bestimmt werden soll. Bei der Überlagerung ist darauf zu achten, ob die Schwingungsanteile von kohärenten oder inkohärenten Anregungsquellen stammen. Bei inkohärenten Anregungsquellen ist eine energetische Addition (5.8) vorzunehmen, bei kohärenten Anregungsquellen

eine Addition der komplexen Anteile (5.7).

Für m kohärente Quellen gilt:

$$\underline{v}_{kohärent}(f) = \underline{v}_1(f) + \underline{v}_2(f) + \dots + \underline{v}_m(f) \quad (5.7)$$

Für m inkohärente Quellen gilt:

$$\underline{v}_{inkohärent}(f) = \sqrt{(\underline{v}_1(f))^2 + (\underline{v}_2(f))^2 + \dots + (\underline{v}_m(f))^2} \quad (5.8)$$

Sinnvollerweise führt man inkohärente Additionen erst dann in der Simulation durch, wenn die Überlagerung der Anteile der einzelnen Anregungsquellen von Interesse ist. Dadurch bleiben vor der Überlagerung die Phaseninformationen erhalten.

5.3.4 Zeitvariante Systeme

Vierpole nach Gleichung (5.5) sind allgemein nur für zeitinvariante Systeme einsetzbar. Dies ist für reale Systeme oft unzureichend. Die Vierpolmodelle müssen daher erweitert werden. Für die Simulation wird in dieser Arbeit zwischen zwei Arten von zeitvarianten Systemen unterschieden.

Die erste Art sind sich zeitlich relativ langsam verändernde Systeme. Langsam ist in Relation zur Simulationsschrittweite aufzufassen. Während der Simulation können die Systemzustände dann als quasi-stationär beschrieben werden. Für derartige Systeme können die Vierpolparameter als Kennfelder hinterlegt werden. Eine Zustandsgröße im Modell wird als Auswahlparameter eingesetzt.

Als zweite Art gibt es sich zeitlich verändernde Systeme, die ihren Zustand sehr schnell, in vielen Fällen zyklisch, verändern. Durch die hohe Dynamik können die einzelnen Zustände nicht mit der Schrittweite der Simulation erfasst werden. In diesem Fall muss das Übertragungsverhalten gemittelt abgebildet werden. Treten zyklische Veränderungen auf, die in der Regel auch zu einer Anregung führen, so kann die Anregung parallel zur gemittelten Übertragung im Modell abgebildet werden. Dies betrifft zum Beispiel Kugellager, die im Wesentlichen durch einen einzigen Steifigkeitsparameter modelliert werden. Bei der Rotation findet eine Veränderung dieser Steifigkeit statt, die jedoch im Verhältnis zur gemittelten Steifigkeit relativ klein ist. Daher liegt es nahe, die Kugellager durch zwei Elemente zu beschreiben: einen zeitinvarianten Anteil mit einer mittleren Steifigkeit sowie einen zeitvarianten Anteil, welcher für eine Anregung sorgt (siehe Abschnitt 5.2.2). Diese beiden Anteile müssen überlagert werden.

5.3.5 Reihen- und Parallelschaltung von Komponenten

Durch die Hintereinanderschaltung der Signalflussmodelle wird die Reihenschaltung der Komponenten abgebildet (siehe Abbildung 5.14). Befinden sich in einem technischen System parallele Körperschallübertragungspfade, so ist eine Verschaltung von Signalflussmodellen mit Verzweigungen notwendig. Dabei müssen die Gleichgewichtsbedingungen eingehalten werden.

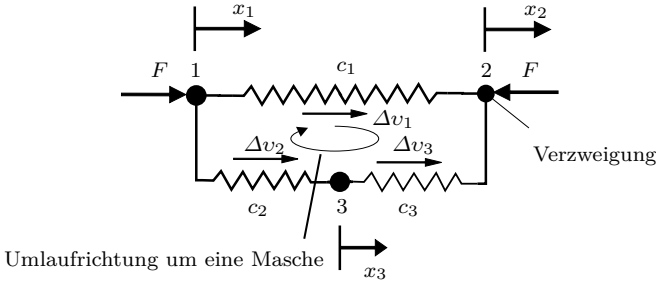


Abbildung 5.15: Parallelschaltung von Elementen in einem mechanischen System nach [Bal09]

Für eine Verzweigung mit A_Z Zweigen gilt:

$$\sum_i^{A_Z} F_i = 0 \quad (5.9)$$

Für eine Masche (Gruppe von Elementen, die eine geschlossene Kette bilden – in Anlehnung an [IFT11]) mit A_M Elementen gilt:

$$\sum_i^{A_M} \Delta v_i = 0 \quad (5.10)$$

Die Gleichung (5.9) ist folgendermaßen zu deuten. An einer Verzweigung ist die vorzeichenbehaftete Summe der Kräfte gleich Null (Kräftegleichgewicht). Weiterhin besagt Gleichung (5.10), dass die vorzeichenbehaftete Summe der Schnelldifferenzen zwischen den Verzweigungen (z.B. $\Delta v_1 = \frac{d(x_2 - x_1)}{dt} = v_2 - v_1$ in Abbildung 5.15) bei einem Umlauf um eine Masche den Wert Null ergeben muss [Bal09]. Damit die beiden Kriterien bei der Signalflussmodellierung eingehalten werden, sind an den Verzweigungen für die Parallelschaltung von Komponenten neben der Hybrid-Form weitere Vierpol-Formen, wie die Impedanz-Form, nö-

tig (siehe Abbildung 5.16). An den Verzweigungen werden die Kräfte mehrerer Zweige addiert (siehe Abbildung 5.16: $\underline{F}_2 = \underline{F}_4 + \underline{F}_5$). Die Schnelle an dieser Verzweigung wird komplett in alle Zweige übertragen (siehe Abbildung 5.16: $\underline{v}_2 = \underline{v}_4 = \underline{v}_5$).

Die Reihen- und Parallelschaltung der Signalfussmodelle kann auch dazu verwendet werden, komplexere Komponenten durch zusammengeschaltete Signalfussmodelle zu beschreiben. Hierfür müssen die einzelnen Vierpolparameter separat bestimmt werden können.

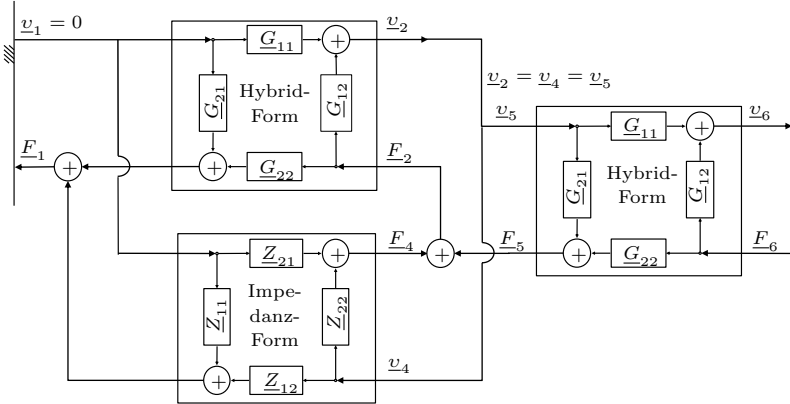
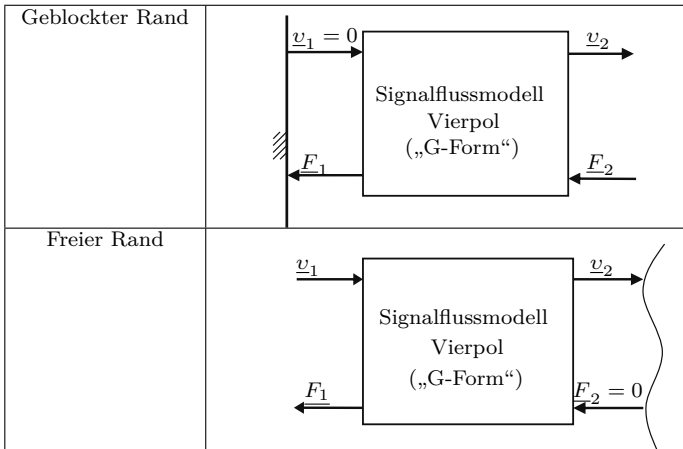


Abbildung 5.16: Signalfussmodell für die Parallel- und Reihenschaltung von Komponenten

5.3.6 Vierpole am geblockten oder freien Rand

In vielen Modellen technischer Systeme existieren ideale Randbedingungen, wie „geblockter“ oder „freier Rand“. Die Orientierung der Potential- und Flussgrößen ist an den Rändern eindeutig definiert. Ein „geblockter Rand“ bedingt, dass die Schnelle $\underline{v} = 0$ ist. Somit ist die Schnelle die Eingangsgröße mit dem Wert Null (siehe Tabelle 5.4). Die Kraft ist die Ausgangsgröße in Richtung des Randes und wird während der Simulation bestimmt. Bei einem „freien Rand“ verhält sich dies invers. Hier ist die Kraft $\underline{F} = 0$. Die Schnelle wird während der Simulation berechnet. Entsprechend der notwendigen Orientierung der Potential- und Flussgröße am Rand und dem Körperschallnetzwerk kann sich die Form der verwendeten Vierpole ändern (siehe Abbildung 5.16).

Für die Untersuchungen in dieser Arbeit ist vor allem der „freie Rand“ von Interesse, da diese Randbedingung für den Übergang zur Schallabstrahlung nötig ist.

Tabelle 5.4: Signalflussmodelle für die Randbedingungen geblockter und freier Rand

5.3.7 Mehrpole

Bisher wurde davon ausgegangen, dass die einzelnen Komponenten nur zwei Koppelstellen besitzen bzw. das Übertragungsverhalten der Komponente durch eine Reihen- oder Parallelschaltung von Signalflussmodellen nachgebildet werden kann. Für viele Komponenten in technischen Systemen mit mehreren Koppelstellen lassen sich die einzelnen Vierpole bzw. Vierpolparameter jedoch nicht separat bestimmen. In derartigen Fällen muss entsprechend der Anzahl der Koppelstellen ein Mehrpol verwendet werden. Ein Mehrpol einer Komponente mit A_K Koppelstellen besitzt A_P Pol-Parameter:

$$A_P = A_K^2 \quad (5.11)$$

Ein Vierpol ist auch ein Mehrpol mit $A_K = 2$ und $A_P = 4$.

Für jeden Mehrpol existieren unterschiedliche Formen. Die Anzahl der möglichen Formen steigt aufgrund der Kombinationsmöglichkeiten der Ein- und Ausgangsgrößen mit der Anzahl der Koppelstellen. In der Simulation mittels Signalflussmodellen werden in Abhängigkeit vom betrachteten technischen System unterschiedliche Mehrpol-Formen benötigt. Ein Beispiel für die Hybrid-Form einer Komponente mit drei Koppelstellen ($A_K = 3$, $A_P = 9$), man spricht hier auch von Sechspo-

len, lautet:

$$\begin{pmatrix} \underline{v}_2(f) \\ \underline{F}_1(f) \\ \underline{v}_3(f) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{P}_{11}(f) & \underline{P}_{12}(f) & \underline{P}_{13}(f) \\ \underline{P}_{21}(f) & \underline{P}_{22}(f) & \underline{P}_{23}(f) \\ \underline{P}_{31}(f) & \underline{P}_{32}(f) & \underline{P}_{33}(f) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{v}_1(f) \\ \underline{F}_2(f) \\ \underline{F}_3(f) \end{pmatrix} \quad (5.12)$$

Werden die Mehrpol-Parameter zunächst in der Admittanz- oder Impedanz-Form bestimmt, so kann die Umkehrbedingung für eine lineare Körperschallübertragung (Reziprozität) gut zur Reduzierung der notwendigen Messungen oder Berechnungen für die Parameterbestimmung (siehe Abbildung 5.17) angewendet werden:

$$\begin{pmatrix} \underline{v}_1(f) \\ \underline{v}_2(f) \\ \underline{v}_3(f) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{Y}_{11}(f) & \underline{Y}_{12}^-(f) & \underline{Y}_{13}^*(f) \\ \underline{Y}_{21}(f) & \underline{Y}_{22}(f) & \underline{Y}_{23}^+(f) \\ \underline{Y}_{31}(f) & \underline{Y}_{32}^+(f) & \underline{Y}_{33}(f) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \underline{F}_1(f) \\ \underline{F}_2(f) \\ \underline{F}_3(f) \end{pmatrix} \quad (5.13)$$

Die in Gleichung (5.13) mit gleichem Index gekennzeichneten Elemente sind nach der Umkehrbedingung vom Betrag gleich (das Vorzeichen hängt von der Orientierung der Potential- und Flussgrößen ab):

$$\left| \frac{\underline{v}_j(f)}{\underline{F}_i(f)} \right| = \left| \frac{\underline{v}_i(f)}{\underline{F}_j(f)} \right| \quad (5.14)$$

5.3.8 Bestimmung der Vierpolparameter

Vierpolparameter können mittels experimenteller Untersuchungen, Simulationen und für geometrisch einfache Komponenten mittels analytischer Methoden gewonnen werden (siehe Abbildung 5.17). Für einfachere Komponenten und begrenzte Frequenzbereiche können die Vierpolparameter weiterhin aus Grundelementen der technischen Mechanik gebildet werden.

5.3.8.1 Vierpole aus Grundelementen der technischen Mechanik

Die Hybrid-Form der Vierpole für mechanische Grundelemente ist in Tabelle 5.5 dargestellt. Ein mechanisches System kann aus diesen Elementen zusammengesetzt werden. Dieser Ansatz ist geeignet, wenn die Komponente durch ein einfaches mechanisches Element ersetzt oder das technische System im relevanten Frequenzbereich als Mehrmassensystem mit bekannter Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsverteilung beschrieben werden kann. Die Parameter der Komponente werden dann als räumlich konzentriert angesehen.

sung entnehmen [Sei01, Sel04]. Eine Methode ist, zunächst die Vierpolparameter in der Admittanz-Form zu bestimmen [Har88]. Hierfür dienen die folgenden Beziehungen:

$$\underline{Y}_{11}(f) = \left. \frac{v_1(f)}{\underline{F}_1(f)} \right|_{\underline{F}_2=0} \quad \text{Eingangsadmittanz} \quad (5.15)$$

$$\underline{Y}_{12}(f) = \left. \frac{v_1(f)}{\underline{F}_2(f)} \right|_{\underline{F}_1=0} \quad \text{Transferadmittanz rückwärts} \quad (5.16)$$

$$\underline{Y}_{21}(f) = \left. \frac{v_2(f)}{\underline{F}_1(f)} \right|_{\underline{F}_2=0} \quad \text{Transferadmittanz vorwärts} \quad (5.17)$$

$$\underline{Y}_{22}(f) = \left. \frac{v_2(f)}{\underline{F}_2(f)} \right|_{\underline{F}_1=0} \quad \text{Ausgangsadmittanz} \quad (5.18)$$

Bei dieser Parameterbestimmung wird eine Seite der Komponente jeweils mit einer Kraft angeregt. Die andere Seite schwingt frei. Unter Nutzung der Umkehrbedingung (siehe Gleichung (5.14)) kann die Anzahl der notwendigen Messungen reduziert werden.

Die Vierpolparameter der Admittanz-Form lassen sich in die Vierpolparameter der Hybrid-Form überführen. Hierzu dienen die folgenden Gleichungen, welche sich aus den Gleichungssystemen in Tabelle 2.1 herleiten lassen:

$$\underline{G}_{11}(f) = \frac{\underline{Y}_{21}(f)}{\underline{Y}_{11}(f)} \quad (5.19)$$

$$\underline{G}_{12}(f) = \frac{\det \underline{Y}(f)}{\underline{Y}_{11}(f)} \quad [G_{12}] = \frac{\text{m}}{\text{Ns}} \quad (5.20)$$

$$\underline{G}_{21}(f) = \frac{1}{\underline{Y}_{11}(f)} \quad [G_{21}] = \frac{\text{Ns}}{\text{m}} \quad (5.21)$$

$$\underline{G}_{22}(f) = -\frac{\underline{Y}_{12}(f)}{\underline{Y}_{11}(f)} \quad (5.22)$$

Bei den Umrechnungen sind die Richtungen der Fluss- und Potenti- algrößen in den Vierpol-Formen zu beachten und ggf. die Vorzeichen anzupassen (siehe Abschnitt auch 5.3.7).

Bei elastischen Komponenten mit lastabhängiger Übertragungsfunktion müssen die Komponenten bei der Messung statisch vorgespannt werden. Unter Einsatz spezieller Prüfstände empfiehlt sich für derartige Komponenten die Bestimmung der Vierpolparameter in der Impedanz- oder Ketten-Form [ISO06a, Sei01, Har88].

Werden die Vierpolparameter ausschließlich messtechnisch gewonnen, so verhält sich die Komponente in der Simulation wie eine Black-Box, deren Parameter nicht beeinflusst werden können. Der Konstrukteur möchte jedoch die Parameter im Modell modifizieren. Es sind daher für den Einsatz in der Produktentwicklung Methoden notwendig, mit denen die gemessenen Vierpolparameter parametrisiert werden können. Eine Möglichkeit der Parameterbestimmung ist die modale Zerlegung mittels der Modalanalyse [Ewi00, Mös10, DIN00]. Bei der modalen Zerlegung werden die modalen Parameter (Modalfrequenz, Modaldämpfung und Modenform) aus den Übertragungsfunktionen gewonnen. Die modalen Parameter dienen zum einen der besseren Beschreibung des Übertragungsverhaltens, zum anderen können sie dazu verwendet werden, im Simulationsmodell die Parameter zur Optimierung des akustischen Verhaltens zu beeinflussen [Li88, Wah94]. Dies soll jedoch nicht Bestandteil dieser Arbeit sein. Zu beachten ist, dass für die Erstellung des mathematischen Modells zur Modifikation der Parameter deutlich mehr Messwerte von unterschiedlichen Messpunkten benötigt werden, als bei reiner Bestimmung der Vierpolparameter. Die Anzahl der Messpunkte ist von der Anzahl der Eigenfrequenzen im betrachteten Frequenzbereich und von der Geometrie der Komponente abhängig [Wah94, Mös10]. Aufgrund des deutlich größeren Aufwands empfiehlt sich die Zerlegung daher nur, wenn die Vierpolparameter über die modalen Parameter modifiziert werden sollen.

Anstelle der Messung der Vierpolparameter können auch Simulationsmethoden, wie FEM, eingesetzt werden, um die Parameter im Pre-Prozess zu berechnen (siehe Abbildung 5.17).

5.3.8.3 Vierpole aus analytischen Ansätzen

Für geometrisch einfache Bauteile, die allerdings nicht mehr als einzelne Masse oder Steifigkeit beschrieben werden können, bietet sich die Bestimmung der Vierpolparameter mittels analytischer Methoden an. Eine Grundlage für die Berechnung stellt die Idealisierung des Schwingungssystems als Kontinuum dar. Unter Nutzung spezieller Ansätze wie der Bernoullischen Balkentheorie und der Kirchhoffschen Platten-theorie können die Schwingungsdifferentialgleichungen ermittelt werden. Für die Simulation in dieser Arbeit ist vor allem die Bernoullische Balkentheorie von Interesse, da sich mit ihr die Biegeschwingungen von Wellen und Achsen in technischen Systemen beschreiben lassen. Die Bernoullische Balkentheorie wird in der Literatur ausführlich diskutiert. Daher soll für die Theorie auf die einschlägige Literatur verwiesen werden [Wea90, Wau08, Mag08, Bro08].

Bei der Bestimmung der Vierpolparameter interessieren vor allem die partikulären Lösungen der Schwingungsdifferentialgleichungen bei äußerer harmonischer Anregung, wie im Beispiel einer zweifach gelagerten Welle mit Anregung in radialer Richtung durch eine Riemenscheibe (siehe Abbildung 5.18). Da die Welle drei Koppelstellen besitzt, müssen für die Beschreibung der Körperschallübertragung in der Welle Sechspole verwendet werden (siehe Abschnitt 5.3.7). Daher wird im Weiteren von Sechspolparametern gesprochen. Für das Beispiel wird mit einem konstanten Querschnitt der Welle gerechnet. Weiterhin wird angenommen, dass die äußeren Kräfte nur als Punktkräfte wirken. Die beiden Bereiche (l_1 und l_2) müssen separat behandelt werden, so dass für die Biegeschwingungen ein Gleichungssystem mit acht Unbekannten entsteht. Für die Simulation werden die Lager durch Kräfte (F_A, F_B) ersetzt.

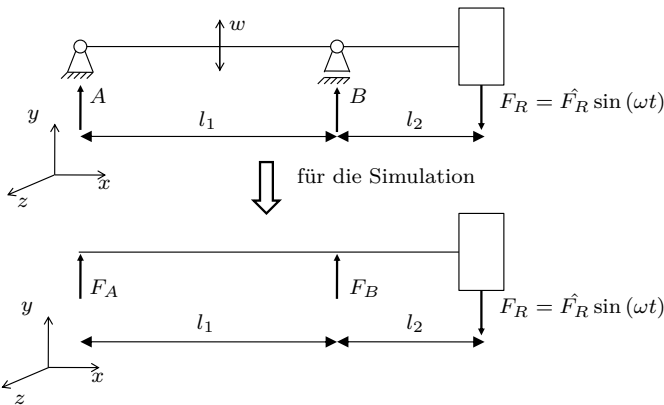


Abbildung 5.18: Modell einer Welle mit Kraftanregung über eine Riemenscheibe

Die Lösung des Gleichungssystems für das Beispiel in Abbildung 5.18 befindet sich im Anhang A.3. Aus der Bewegungsgleichung lassen sich die notwendigen Sechspolparameter bestimmen. Hierfür wird die Schnelle am Kraftangriffspunkt sowie an den Lagerstellen zur anregenden Kraft und den Lagerkräften ins Verhältnis gesetzt. Somit können zunächst die Sechspolparameter in der Admittanz-Form (siehe Gleichung (5.13) und Tabelle 5.6) berechnet werden, welche sich in die Hybrid-Form-Parameter umwandeln lassen.

Tabelle 5.6: Bestimmung der Sechspolparameter in der Admittanz-Form

$$\begin{array}{lll}
\underline{Y}_{11} = \frac{\underline{v}_R}{\underline{F}_R} \bigg|_{\underline{F}_A=0, \underline{F}_B=0} & \underline{Y}_{12} = \frac{\underline{v}_R}{\underline{F}_A} \bigg|_{\underline{F}_R=0, \underline{F}_B=0} & \underline{Y}_{13} = \frac{\underline{v}_R}{\underline{F}_B} \bigg|_{\underline{F}_R=0, \underline{F}_A=0} \\
\underline{Y}_{21} = \frac{\underline{v}_A}{\underline{F}_R} \bigg|_{\underline{F}_A=0, \underline{F}_B=0} & \underline{Y}_{22} = \frac{\underline{v}_A}{\underline{F}_A} \bigg|_{\underline{F}_R=0, \underline{F}_B=0} & \underline{Y}_{23} = \frac{\underline{v}_A}{\underline{F}_B} \bigg|_{\underline{F}_R=0, \underline{F}_A=0} \\
\underline{Y}_{31} = \frac{\underline{v}_B}{\underline{F}_R} \bigg|_{\underline{F}_A=0, \underline{F}_B=0} & \underline{Y}_{32} = \frac{\underline{v}_B}{\underline{F}_A} \bigg|_{\underline{F}_R=0, \underline{F}_B=0} & \underline{Y}_{33} = \frac{\underline{v}_B}{\underline{F}_B} \bigg|_{\underline{F}_R=0, \underline{F}_A=0}
\end{array}$$

5.3.9 Modellierung der Kopplung

Die Modellierung der Körperschallübertragung an der Kopplung zwischen zwei Bauteilen bereitet den größten Aufwand, da die Übertragung in der Regel kein lineares Verhalten aufweist und die Parameter schwer bestimmbar sind [Hac10]. Kopplungen zwischen Bauteilen können starr sein oder einen kinematischen Freiheitsgrad aufweisen. Im Rahmen dieser Arbeit werden für die Modellierung nur starre Kopplungen betrachtet. An den Kopplungen können stoff-, kraft- oder formschlüssige Verbindungen vorliegen. In dieser Arbeit werden keine stoffschlüssigen Verbindungen betrachtet.

Bei den Kontaktmodellen unterscheidet man zwischen Modellen für die Normal- und die Tangentialrichtung [Pop94, SF05]. Viele Modelle in Normalrichtung basieren auf der Hertzschen Theorie. An Flächenpaarungen mit rauen Oberflächen wird für die Modellierung oft eine Fläche mit sphärischen Mikroerhebungen (mit unterschiedlichen Höhen in Abhängigkeit von der Rauheit) angenommen, welche in Kontakt mit einer ebenen Fläche gebracht wird [Kra82, Gör10, Gre66]. Die Berechnung erfolgt mittels Hertzscher Pressung unter Annahme einer elastischen Verformung. Die Kontaktmodelle in Tangentialrichtung ergänzen die Modelle in Normalrichtung und beschreiben die Reibung und Relativbewegung an der Kontaktfläche. Mögliche Modelle sind unter anderem das Coulomb-, Elasto-Gleit- und Cattaneo-Mindlin-Modell [Gör10, Pop94]. Für die Modellierung sollen die Kopplungen in dieser Arbeit nur durch Normalsteifigkeiten und parallel geschaltete lineare Dämpfer beschrieben werden, so dass sich diese gut mittels der Signalflussmodelle abbilden lassen. Die Kontaktfläche wird im Modell auf einen Punktkontakt mit konzentrierter Steifigkeit und Dämpfung reduziert.

Kragelski [Kra82] zeigt Ansätze, wie die statische Normalsteifigkeit der Kopplung auf Basis der Hertzschen Theorie und unter Berücksichtigung der Mikrogeometrie bei elastischer Verformung bestimmt werden kann.

Ein Ansatz beruht auf der relativen Annäherung der Kontaktpartner:

$$\varepsilon(F_N) = \frac{h(F_N)}{h_{max}} = \left(\frac{2\sqrt{\pi} \frac{F_N}{A_c} \Theta}{k_\tau} \sqrt{\frac{r}{h_{max} B^2}} \right)^{\frac{2}{2\tau+1}} \quad (5.23)$$

mit F_N der Normalkraft, A_c der Konturenfläche ($[A_c] = \text{mm}^2$), Θ dem Kehrwert des äquivalenten Elastizitätsmoduls ($[\Theta] = \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$), k_τ einem Zahlenfaktor, r ($[r] = \mu\text{m}$), h_{max} ($[h_{max}] = \mu\text{m}$), B und τ den Oberflächenkenngrößen. Die Parameter sind [Kra82, Jan05] oder dem Anhang A.6 zu entnehmen. Die Steifigkeit ist nichtlinear. Es ist daher im Arbeitspunkt bei vorgegebener statischer Vorspannkraft eine Linearisierung durchzuführen. Weitere Ansätze sind unter anderem in [Pop10, Gre66, Buc89] zu finden.

5.3.10 Umsetzung der Vierpolmodelle

Zur Implementierung der Signalfussmodelle der Vierpole ist eine Trennung des Vierpolverhaltens von der Datenhaltung der Vierpolparameter sinnvoll. Die Grundformen der Vierpole (siehe Tabelle 2.1) sollten generisch beschrieben und die Parameter über eine Referenz eingebunden werden. Dies ermöglicht den flexiblen Einsatz der Signalfussmodelle.

5.3.10.1 Simulationssoftware

Eine Möglichkeit, die Signalfussmodelle der Vierpole in Software umzusetzen, ist der Einsatz von MATLAB/Simulink. Die Vierpoloperationen können mittels Toolbox-Funktionen beschrieben werden. Das Signalfussmodell eines Vierpols wird als Block gespeichert und kann so wiederverwendet werden.

5.3.10.2 Datenhaltung und Bereitstellung der Parameter

Die generischen Signalfussmodelle der Vierpole benötigen für die Simulation konkrete Parameter für die jeweilige Komponente. Für jede Komponente werden, je nach Vierpol-Form, die Hybrid-, Impedanz- oder Admittanz-Parameter benötigt. Dabei gehören die jeweils vier Parameter immer zusammen. Dies ist eine wichtige Basis für eine externe Datenhaltung. Die Signalfussmodelle im Simulationsmodell benötigen nur eine Referenz auf die jeweiligen Parameter, beschrieben durch eine Identifikation der Komponente und die Vierpol-Form.

Die Simulationen werden über den relevanten Frequenzbereich durchgeführt, der vom Nutzer variabel festzulegen ist. Daher ist es sinnvoll, die Vierpolparameter in Abhängigkeit von einem globalen Parameter für den Frequenzbereich und die Frequenzschritte bereitzustellen. Die Frequenzschritte sind notwendig, wenn nicht jede Frequenz einzeln betrachtet werden soll.

Liegen zeitvariante Vierpolparameter vor (siehe Abschnitt 5.3.4), so sind die Vierpolparameter nicht nur Vektoren, sondern mehrdimensionale Felder. Die Datenbereitstellung benötigt daher Steuerparameter, die vom Simulationsmodell in jedem Simulationsschritt vorzugeben sind. Da die Funktionen der Datenbereitstellung generisch zu halten sind, sollten die Steuerparameter auf Index-Elemente (z.B. $1 \dots 10$) umgerechnet werden.

Während der Simulation gelten die Echtzeitanforderungen. Daher ist es nicht sinnvoll, die Daten erst während der Simulation einzulesen und aufzubereiten. Diese Operationen sollten im Initialisierungsprozess durchgeführt und die Daten über einen Puffer bereitgestellt werden (siehe Abbildung 5.19).

Die notwendigen Funktionalitäten wurden im Rahmen der Arbeit über objektorientierte C++ „S-Functions“ realisiert.

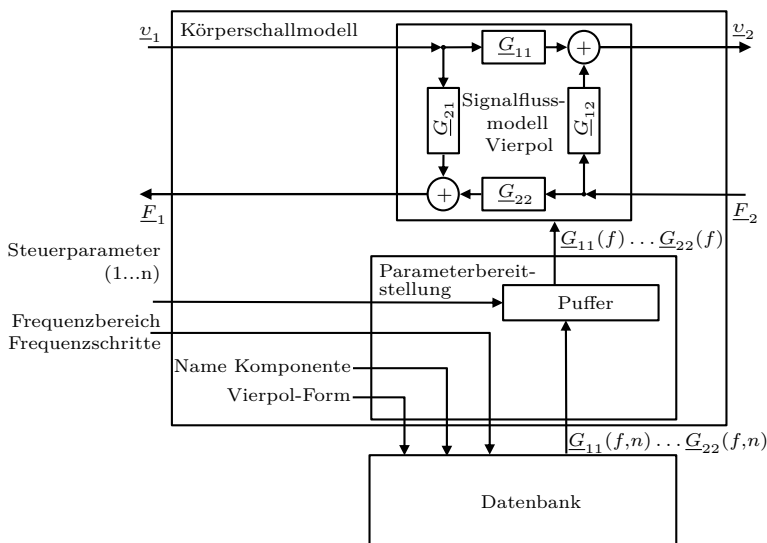


Abbildung 5.19: Bereitstellung der Parameter mittels C++ „S-Functions“ am Beispiel der Hybrid-Form

5.3.10.3 Echtzeit-Simulation

Eine wichtige Anforderung an die Simulation ist die Echtzeitfähigkeit. Die Simulationsdauer der Modelle muss kürzer oder darf maximal genauso lang wie die Realzeit sein. Dies bedeutet, eine Sekunde im Simulationsmodell muss in weniger als einer Sekunde bis maximal einer Sekunde berechnet werden können. Dadurch kann das Simulationsmodell gegebenenfalls auf Echtzeit abgebremst werden, ist aber nicht langsamer.

Über die Modellparameter (hier z.B. Frequenzschrittweite) und die Zeitschrittweite muss die Berechnungsdauer hinreichend reduziert werden. Die Simulationen in dieser Arbeit werden mit einer festen Zeitschrittweite in Abhängigkeit von der Modellgröße durchgeführt (Details für das Anwendungsbeispiel befinden sich im Abschnitt 6.4). Um die Berechnungsdauer der Modelle weiter zu reduzieren, lässt sich das Simulationsmodell in MATLAB/Simulink mit dem Real-Time Workshop kompilieren. Dies führt zu einer großen Steigerung der realisierbaren Wiederholrate. Für die Untersuchungen wurde mit dem „S-Function Target“ gearbeitet. Mit dem Kompilieren entsteht eine „S-Function“, welche wieder in ein MATLAB/Simulink-Modell eingebunden werden kann. Somit können die Simulationsergebnisse direkt in MATLAB ausgewertet werden. Zur Einhaltung der Echtzeitbedingungen wurden weiterhin die in den vorhergehenden Abschnitten erläuterten Maßnahmen bei der Datenaufbereitung und -bereitstellung berücksichtigt.

Die realisierten Signalfussmodelle der Vierpole lassen sich mit den in Tabelle 5.7 dargestellten Simulationszeiten je Signalfussmodell nach dem Kompilieren mit dem Real-Time Workshop berechnen. Die Simulationen wurden auf einem Standard Computer durchgeführt:

- Betriebssystem: Windows XP, SP3
- Hardware: INTEL Core 2 Quad (Q 9550), 4x 2,83 GHz, 3,25 GB RAM

Tabelle 5.7: Simulationszeiten je Signalfussmodell

Berechnete Frequenzen	Simulationszeit je Signalfussmodell
5.000	0,388 ms
1.000	0,078 ms

Der Rechenaufwand steigt mit der Anzahl der Signalfussmodelle. Bei größeren Modellen muss ggf. die Anzahl der berechneten Frequenzen über die Frequenzschrittweite herabgesetzt oder die Zeitschrittweite vergrößert werden.

5.3.11 Prinzipmodell Blechkopplung

Das Prinzipmodell soll die Funktionalität der entwickelten Vierpol-Modelle aufzeigen. Für das Modell sind einfache Bauteile und eine einfache Kopplung nötig, damit die Störeinflüsse und unabhängigen Parameter überschaubar sind. Gewählt wurden zwei lackierte Bleche mit gleicher Geometrie, welche zur Mittelebene symmetrisch sind (siehe Abbildung 5.20). Jedes Blech wird im Modell mit je einem Vierpol beschrieben. Ein weiterer Vierpol beschreibt das Übertragungsverhalten an der Kopplung. Die beiden Bleche wurden über zwei M16 Schrauben an Bohrungen symmetrisch zur Mittelebene verbunden (siehe Abbildung 5.21). Zur Erzielung einer definierten Übertragung zwischen den Blechen wurden Unterlegscheiben eingesetzt. Die beiden Bleche haben keine weitere Kontaktfläche. Die Schrauben wurden unter Nutzung eines Drehmomentschlüssels angezogen.

Die Vierpolparameter wurden zunächst für die Einzelbleche und dann für die Kopplung ermittelt. Hierfür wurden die Bleche an einem Rahmengestell frei aufgehängt. Somit wird gewährleistet, dass die umgebenden Bauteile keinen Einfluss auf die Messung haben. Für die Messungen wurden ein Impulshammer sowie drei Beschleunigungssensoren eingesetzt (siehe Anhang A.8). Die ermittelten Vierpolparameter für die Bleche sind Abbildung A.4 im Anhang A.4 zu entnehmen.

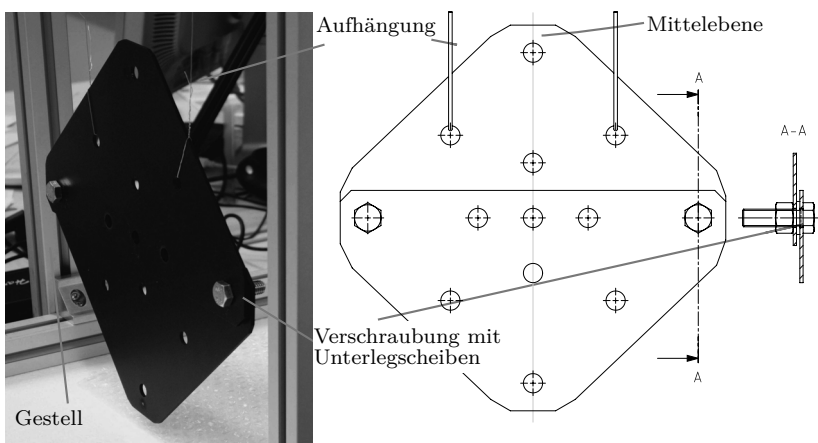


Abbildung 5.20: Prinzipmodell Blechkopplung (links: Versuchsaufbau, rechts: CAD-Entwurf)

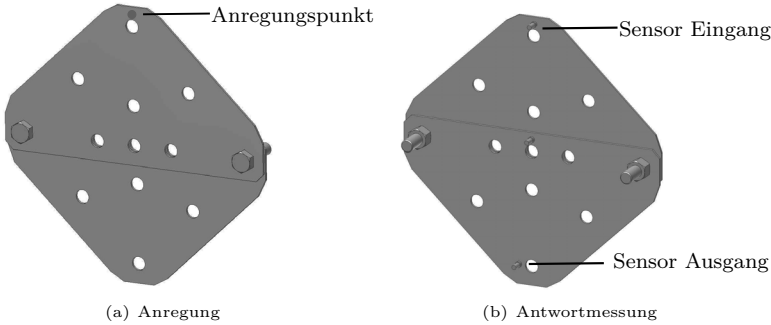


Abbildung 5.21: Anregung und Messung an den Blechen

Für die Simulation des Gesamtverhaltens müssen auch die Parameter der Kopplung bestimmt werden. Wie im Abschnitt 5.3.9 diskutiert, lässt sich eine einfache Kopplung durch eine Steifigkeit nachbilden. Die Steifigkeit lässt sich auf mehreren Wegen bestimmen. Berechnet man die statische Kopplungssteifigkeit nach [Kra82] unter Nutzung der Gleichung (5.23) und unter Einbeziehung der Oberflächeneigenschaften des Blechs (siehe Anhang A.5), so erhält man für das Anzugsmoment von 12 Nm eine Steifigkeit im Arbeitspunkt in Normalrichtung von $c_{stat} = 1,6 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$. Dabei wurde die Parallel- und Reihenschaltung der einzelnen Kontaktflächen sowie die Steifigkeit der Unterlegscheiben berücksichtigt. Die vorhandenen analytischen Modelle gestatten jedoch keine Ermittlung der frequenzabhängigen dynamischen Steifigkeit. Nutzt man die Vierpolparameter der einzelnen Bleche sowie die experimentell bestimmte Schnelle am Ein- und Ausgang, so lässt sich die dynamische Steifigkeit basierend auf dem Modell in Abbildung 5.22

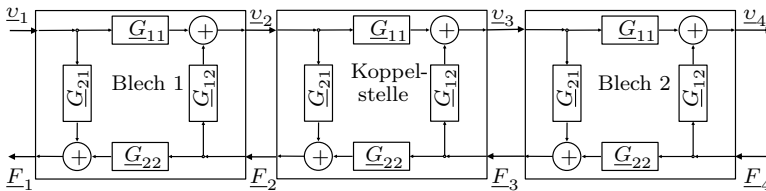


Abbildung 5.22: Signalfussmodell der Blechkopplung

nach wenigen Umformschritten bestimmen zu:

$$c_{dyn}(f) = - \frac{i * \omega}{\frac{1 - \underline{G}_{12}(f)\underline{G}_{21-2}(f) - \underline{G}_{11}(f)\underline{G}_{11-2}(f) \frac{v_E(f)}{v_A(f)}}{\underline{G}_{21-2}(f)}}} \quad [c_{dyn}] = \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (5.24)$$

Das Ergebnis ist in Abbildung 5.23 dargestellt. Die messtechnisch erfasste Steifigkeit ist geringer als die analytische Kopplungssteifigkeit. Dies hat unterschiedliche Gründe. Zum einen ist das analytische Modell ideal und es werden mehrere Parameter benötigt, welche sich schlecht mit hinreichender Genauigkeit bestimmen lassen. Das analytische Modell berücksichtigt dabei auch nur die Körperschallübertragung normal zur Oberfläche der Bleche. Zum anderen liegen Messabweichungen aufgrund der vorhandenen Messhardware vor.

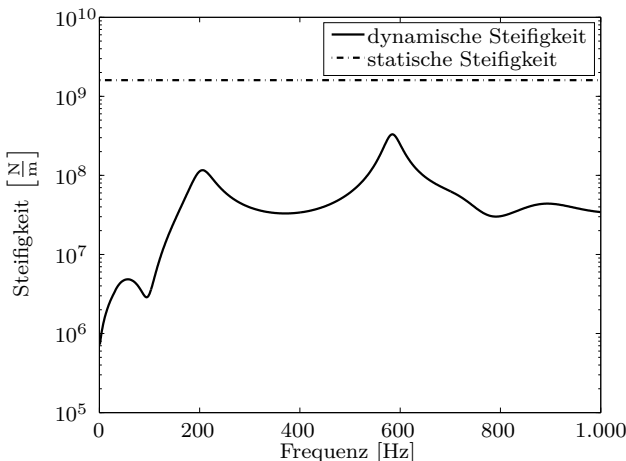


Abbildung 5.23: Aus den Messergebnissen ermittelte dynamische Steifigkeit (die statische Steifigkeit ist als Vergleich mit dargestellt)

Das Modell der Blechkopplung (siehe Abbildung 5.22) wurde für die Simulation in MATLAB/Simulink mit den in Abschnitt 5.3.10 beschriebenen Signalfflussmodellen umgesetzt. Einen Vergleich der gemessenen und simulierten Schwingschnelle (v_4 in Abbildung 5.22) bei transienter Anregung an Blech 1 und unter Nutzung der dynamischen Steifigkeit zeigt Abbildung 5.24. Man kann erkennen, dass der qualitative Verlauf über der Frequenz gut nachgebildet wird. Die wesentlichen Abweichungen zwischen Simulation und Messung sind auf die Modellierung der

Kopplung und die Messabweichungen aufgrund der Hammeranregung zurückzuführen.

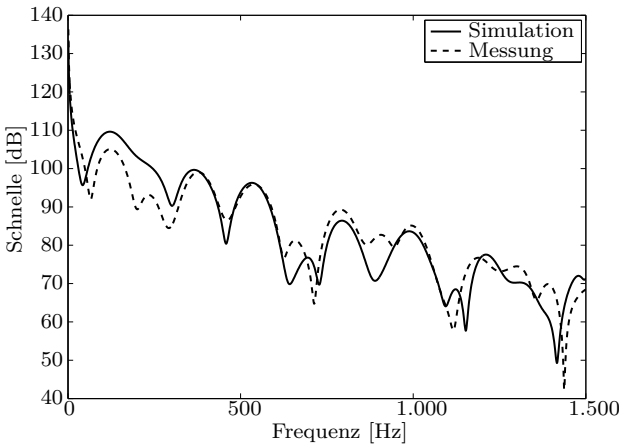


Abbildung 5.24: Vergleich von gemessener und simulierter Schnelle am Ausgang
v₄

Die durchgeführten Untersuchungen am Prinzipmodell zeigen, dass das Übertragungsverhalten von zeit-invarianten technischen Systemen mit den Vierpol-Modellen nachgebildet werden kann. Probleme bei der Modellierung ergeben sich primär an den Kopplungen, da hier das Übertragungsverhalten in der Realität nichtlinear ist.

5.4 Zustandsmodell

Im Abschnitt 5.1 wurde gezeigt, dass für die Bestimmung des maschinenakustischen Verhaltens zunächst der aktuelle kinetische Zustand des technischen Systems ermittelt werden muss. Die hierfür notwendigen Zustandsmodelle werden in diesem Abschnitt entwickelt.

Das kinetische Verhalten von technischen Systemen lässt sich allgemein über zeitabhängige Differentialgleichungen beschreiben. Jedoch ist der Umgang mit diesen, vor allem beim Zusammensetzen mehrerer Komponenten (nach Abschnitt 5.1) zu einem Gesamtsystem, nicht einfach. Eine elegante Möglichkeit der Modellbildung ist auch hier die Beschreibung des Verhaltens mittels Vierpolen. Im Gegensatz zu den Körperschallmodellen empfiehlt es sich, die Zustandsmodelle zur Ermöglichung der Beeinflussbarkeit der Modellparameter im Zeitbereich zu simulieren. Weiterhin lassen sich die Zustandsparameter in der Regel

nicht als harmonische Oszillationen darstellen, so dass eine Beschreibung im Frequenzbereich nicht sinnvoll ist.

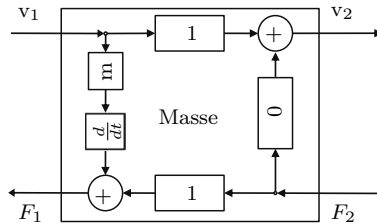


Abbildung 5.25: Signalflussmodell eines Vierpols für das Verhalten einer Masse im Zeitbereich

Über die Vierpolparameter wird das Verhalten des jeweiligen Vierpols beschrieben. Dabei können die Vierpolparameter aus Massen bzw. Massenträgheitsmomenten, Steifigkeiten, Dämpfungen, Übersetzungen aber auch komplexen Funktionen bestehen [Web05b]. Im Gegensatz zu den maschinenakustischen Vierpolen können die Vierpole für das Zustandsmodell nichtlineares Verhalten aufweisen. Für die Simulation von Trägheiten und Steifigkeiten müssen Differential- bzw. Integralelemente eingefügt werden (siehe Abbildung 5.25). Für viele Zustandsmodelle sind die Vierpolparameter jedoch rein skalare Größen, oftmals sogar Null oder Eins. Diese Werte werden mitgeführt, da sie eine einheitliche formale Beschreibung der Vierpole ermöglichen.

Für die Simulation ist es oft sinnvoll, das Zustandsmodell einer Komponente in mehrere Vierpole zu zerlegen. Der notwendige Detaillierungsgrad hängt davon ab, welches Verhalten nachgebildet werden soll. Oft reicht es für die Beschreibung des Verhaltens einer Komponente aus, den Zustand in Abhängigkeit von den generalisierten Koordinaten nachzubilden. Für ein Zahnradgetriebe, bestehend aus zwei Zahnrädern, kann beispielsweise das Verhalten durch die beiden Massenträgheitsmomente (bzw. reduzierte Massenträgheitsmomente) und deren Kopplung beschrieben werden (siehe Abbildung 5.26). Zur Beschreibung des Verhaltens der Komponente oder des gesamten technischen Systems werden die Signalflussmodelle der Vierpole in Netzwerken zusammengeschaltet. Auch hier gelten die Gleichgewichtsbedingungen nach Abschnitt 5.3.5.

Ein einfaches Netzwerk für ein einstufiges Zahnradgetriebe (nach dem Prinzip in Abbildung 5.26) mit einer Evolventenverzahnung ($\alpha_w = konst$) ist in Abbildung 5.28 dargestellt, wobei neben den Massenträgheitsmomenten der Räder (J_1, J_2) die Zahnsteifigkeit in Zahnnormalenrichtung mit modelliert ist, die sich abhängig von der momentanen Win-

kelstellung ändert ($c(\varphi)$); nicht modelliert wurden die Gleitreibungseffekte in Zahntangentialrichtung.

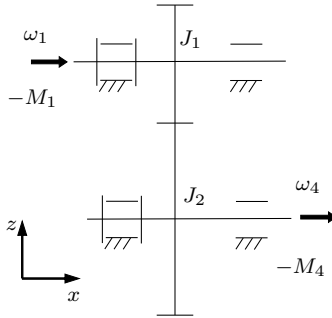


Abbildung 5.26: Prinzipsymbol eines Zahnradgetriebes mit Potential- und Flussgrößen am Ein- und Ausgang (zur Vervollständigung des Prinzipsymbols werden die Lager mit dargestellt)

Für die Körperschallmodelle wurde im Rahmen dieser Arbeit die Beschränkung auf eine Schwingungsrichtung eingeführt. Dies ist für die Zustandsmodelle nicht möglich. Bei vielen Komponenten treten neben den Potential- und Flussgrößen in Abhängigkeit von den generalisierten Koordinaten Potential- und Flussgrößen in anderen Raumrichtungen auf. Diese müssen über die Zustandsmodelle abgebildet werden, da sie unter anderem Abstützkräfte charakterisieren. Im Vierpolnetzwerk müssen die Potential- und Flussgrößen der Raumrichtungen gekoppelt werden. An derartigen Querkopplungen treten auch Verzweigungen auf, an denen bei verzweigter Flussgröße die Potentialgrößen addiert werden. Ein einfaches Beispiel ist in Abbildung 5.29 für ein Zahnradgetriebe mit Querkopplungen zur Bestimmung der Radialkraft dargestellt (zur vereinfachten Darstellung wird eine Steifigkeit in Umfangsrichtung angenommen).

Für eine realistische Simulation ist es sinnvoll, lastabhängige Antriebsmodelle zu verwenden. Die Signalfussmodelle der Vierpole liefern in jedem Simulationsschritt dem Antrieb bei vorgegebener Potentialgröße (z.B. Geschwindigkeit v oder Winkelgeschwindigkeit ω) die Antwort der Last in Form einer Flussgröße (z.B. Kraft F oder Moment M). In Abbildung 5.28 ist die vorgegebene Größe die Winkelgeschwindigkeit ω_1 und die Antwort des Systems ist das Moment M_1 , das aufzubringen ist, um den vorgegebenen Geschwindigkeitszustand erreichen zu können. Der Antrieb wird als eine $\omega - M$ -Kennlinie beschrieben, im einfachsten Fall als lineare Kennlinie zwischen Leerlaufwinkelgeschwindigkeit (ω_L) und Anlaufmoment (M_A) (siehe Abbildung 5.27).

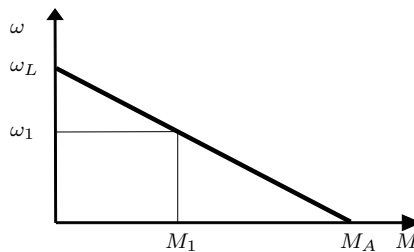


Abbildung 5.27: Einfache Kennlinie eines lastabhängigen Antriebsmodells

Die Größen im Zustandsmodell können stationären, schwellenden und wechselnden Charakter annehmen. Wie im Abschnitt 5.2 dargestellt, sind Stoßanregungen wesentliche Anregungen in technischen Systemen. Viele Stöße treten auf, wenn wechselsinnige Bewegungen zwischen Komponenten vorliegen. Daher müssen bei der Modellierung gerade diese Zustandsgrößen möglichst realistisch nachgebildet werden.

Die Potential- und Flussgrößen können an den Ein- und Ausgängen der Signalfussmodelle des Zustandsmodells für die Akustik-Simulation abgegriffen werden. Weiterhin werden die Potentialgrößen benötigt, um den Szenengraph für die Visualisierung anzupassen. Die notwendige Schnittstelle wird im nächsten Abschnitt entwickelt.

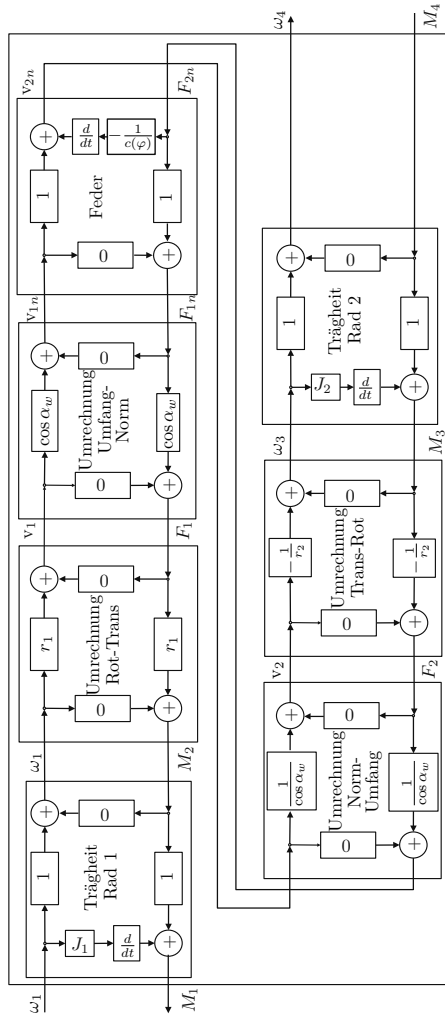


Abbildung 5.28: Signalflussmodell von Vierpolen zur Beschreibung eines einstufigen Zahnradgetriebes

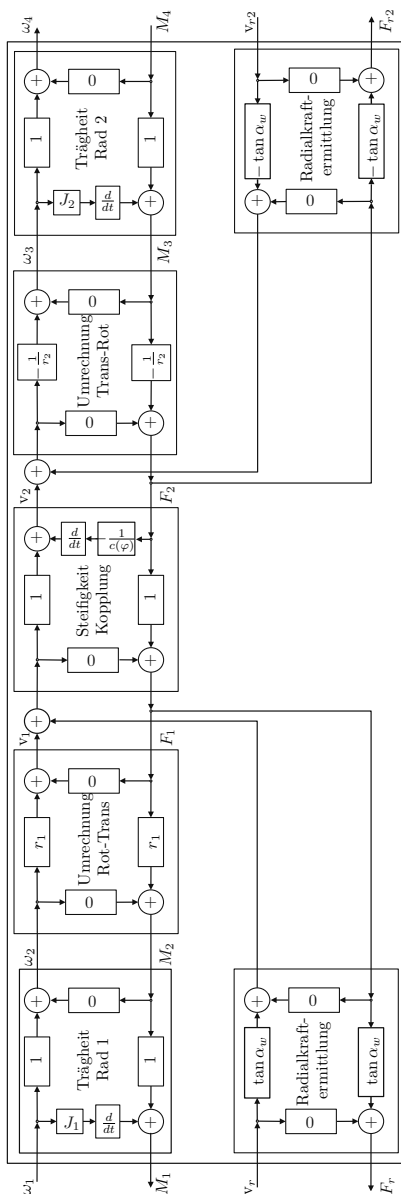


Abbildung 5.29: Signalflussmodell von Vierpolen zur Beschreibung eines einstufigen Zahnradgetriebes mit Querkopplung zur Bestimmung der Radialkraft

5.5 Visualisierungsmodell und Szenengraph

Eine wesentliche Aufgabe des Zustandsmodells ist, wie im Abschnitt 5.1 beschrieben, die Berechnung der Informationen für die Aktualisierung des VR-Szenengraphen. Für die Anpassung des Szenengraphen nach einer Neuberechnung des Zustands ist die Übergabe von neuen Positionen und Orientierungen von Interesse, d.h. die Übergabe der Zeitintegrale der Potentialgrößen aus dem Zustandsmodell.

Für diese Arbeit hat es sich als sinnvoll erwiesen, die VR- und die Simulations-Software zu trennen. Die Simulation wird auf einem separaten Rechner durchgeführt. Die Wiederholfrequenz des Renderingprozesses schwankt unabhängig von der Wiederholfrequenz der Simulation, welche annähernd konstant ist. Für die Aktualisierung des VR-Szenengraphen müssen die VR- und die Simulations-Software Informationen austauschen. Für die Kommunikation empfiehlt sich die Verwendung eines verbindungslosen Protokolls (z.B. UDP (User Datagram Protocol) basiert – eine Kontrollfunktion wird für die Anwendung nicht benötigt (siehe Abschnitt 5.5.1)), damit durch die Kommunikation nur geringe Wartezeiten entstehen. Für die Implementierung erwies sich das OSC-Protokoll mit einer nachrichtenbasierten Informationsübertragung als zweckmäßig [Hag09].

Damit neben dem für diese Arbeit verwendeten MATLAB/Simulink auch andere kinematik- oder kinetikoriente Simulationswerkzeuge an die VR-Software angebunden werden können, wurde eine Schnittstelle durch eine objektorientierte Erweiterung der VR-Software geschaffen. Dieses Plug-In enthält einen Kommunikationsserver, der Ergebnisse von den Simulationswerkzeugen erfasst, auswertet und den Szenengraph anpasst. Das grundlegende Konzept ist in Abbildung 5.30 dargestellt.

Bei der Entwicklung des Kommunikationsservers standen die folgenden Teilaspekte im Vordergrund [Hus10c]:

- *Die Simulationssoftware sollte einfach austauschbar sein. Daher muss der Kommunikationsserver mehrere vordefinierte und eindeutige Methoden zur Modellanpassung bereitstellen.*
- *Das Zustandsmodell sowie die Kommunikation dürfen den Renderingprozess nicht aufhalten.*
- *Die Aktualisierung des Visualisierungsmodells darf nicht zu Fehlern bei der Bildwiedergabe (z.B. Flimmern) führen.*
- *Fehler in der Kommunikation dürfen nicht zu einem inkonsistenten VR-Modell führen.*

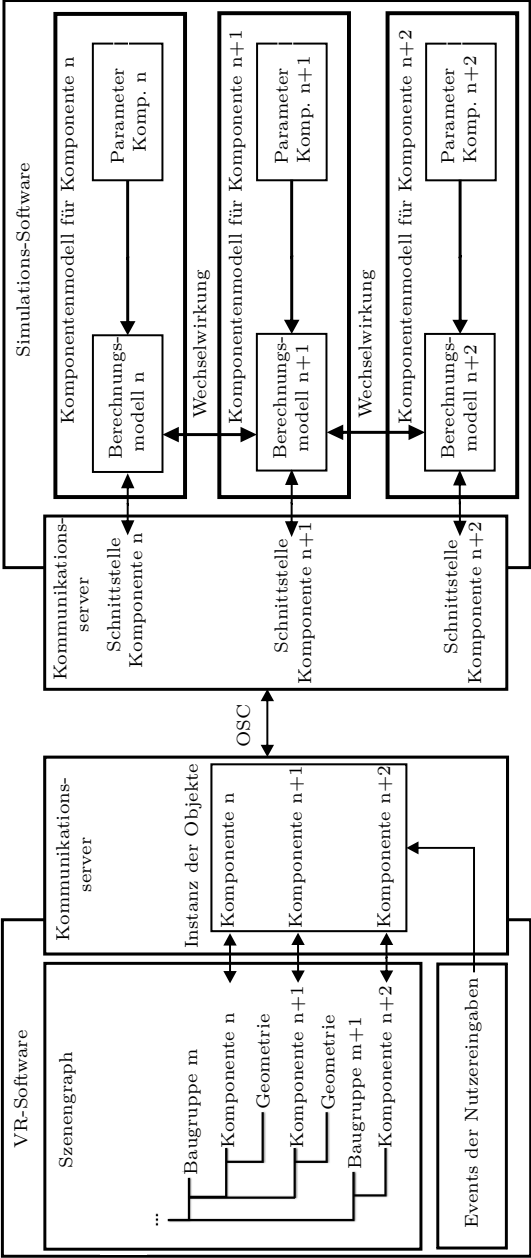


Abbildung 5.30: Konzept des Kommunikationsservers

5.5.1 Modellstruktur im Szenengraph

Das Zustandsmodell sollte Absolutpositionen sowie -winkel der Komponenten für die Anpassung des Szenengraphen liefern, damit der Szenengraph auch bei Störungen des Datenaustauschs den richtigen Zustand bei der nächsten Aktualisierung abbildet. Die Absolutpositionen und -winkel beziehen sich auf ein Bezugskoordinatensystem, welches nicht mit dem Weltkoordinatensystem zusammenfallen muss. Dies ist oftmals aus Modellierungsgründen sinnvoll, da sonst zahlreiche Umrechnungen nötig wären. Das Objekt mit dem Bezugskoordinatensystem hat einen geringeren Freiheitsgrad als die jeweilige Komponente, befindet sich in der kinematischen Kette somit näher am Gestellelement (Annahme als ideal unbeweglich im Modell). Für eine effiziente Anpassung des Szenengraphen ist es daher sinnvoll, in diesem die kinematische Kette über die Modellstruktur abzubilden. Unter Nutzung der Eltern-Kind-Beziehungen im Szenengraph aktualisieren sich die Kind-Elemente automatisch. Dies funktioniert jedoch nur bei Elementen in einer offenen kinematischen Kette. Bei geschlossenen kinematischen Ketten muss das Zustandsmodell die Vorausberechnung der geschlossenen Kette durchführen.

In vielen Fällen muss die Modellstruktur manuell angepasst werden, da die CAD-Modelle aufgrund der Modellierweise des Konstrukteurs oftmals keine kinematisch orientierte Struktur liefern oder die CAD-Systeme beim Export die Struktur auflösen. Im Rahmen der Arbeit wurde hierfür ein Werkzeug entwickelt, welches die automatische Generierung der Modellstruktur vornimmt. Details sind in [Hus08b, Kir07] erläutert.

5.5.2 Datenaustausch zwischen Zustandsmodell und VR-Modell

Die Verbindung von Simulationssoftware und VR-Software (VD2 der Firma vrcom) erfolgt durch einen objektorientierten Server, der im Rahmen der Arbeit entwickelt und direkt an die Software VD2 angebunden wurde [Hus10c]. Der Client kann an Software zur Bestimmung des kinematischen oder kinetischen Verhaltens angebunden werden, so auch an MATLAB/Simulink. Die Kommunikation basiert auf dem OSC-Protokoll.

Durch das Protokoll ist der Aufbau der übertragenen OSC-Nachrichten festgelegt. Darauf aufbauend wurden eigene Nachrichten definiert, die aus einer Adresse, einem Objektname im Szenengraph und zugehörigen Parametern bestehen:

<Adresse> <Objektname> <Parameter>

Beim Eintreffen einer OSC-Nachricht wird durch die Adresse und die Struktur der Nachricht eine entsprechende Methode des Servers bestimmt. Der Objektname bestimmt, auf welches Objekt im VR-Szenengraph die nachfolgenden Parameter angewendet werden sollen. Die Parameter können aus drei verschiedenen Datentypen aufgebaut sein (Datentypen: String, Float, Integer).

Im Server wird für die Anpassung der Objektpositionen und -orientierungen im Wesentlichen zwischen drei Methoden unterschieden:

- Aktualisierung mittels einer Transformationsmatrix (\underline{T})
- Aktualisierung mittels eines Rotationswinkels (φ) um eine definierte Drehachse
- Aktualisierung mittels einer Translation (\vec{r})

Bei Transformationsmatrizen sind der Aufbau der Matrix und der Drehsinn zwischen den Achsen zu beachten. Einige Simulationswerkzeuge arbeiten mit linkshändigen Koordinatensystemen. Diese sind entsprechend umzuformen.

Der Server aktualisiert die Daten bei jedem neuen OSC-Paket. Diese werden zunächst gepuffert und in der folgenden Renderschleife im Szenengraph aktualisiert, damit die Aktualisierung ohne Bildstörungen stattfindet.

Die zu ändernden Objekte werden während der Initialisierung der VR-Session als Instanzen in einen Container gespeichert sowie mit weiteren Informationen angereichert. Damit der Nutzer nicht programmieren muss, lassen sich die Objekte über ihre Namen im Szenengraph mittels Skript-Befehlen der VR-Software festlegen. Beispiele zeigt der nachfolgende Skript-Code:

```
appl init myOSCTUI.so:Init "ObjectName1 ObjectName2"
appl callback myOSCTUI.so:AddObjektWithAxis "ObjectName3
    ObjectAxis3" time 1000
```

Die Objekte „ObjectName1“ und „ObjectName2“ werden bei der Initialisierung direkt mit eingelesen und während der Loop-Funktion werden deren Transformationsmatrizen aktualisiert. Das Objekt „ObjectName3“ soll um seine Achse „ObjectAxis3“ gedreht werden. Dieses Objekt wird nach einer Sekunde zusammen mit der Achse initialisiert.

Damit der Nutzer während der VR-Session das Simulationsmodell beeinflussen kann, ist eine Rückkopplung von der VR-Software zum Simulationsmodell nötig. Über die VR-Software können alle Nutzereingaben von physischen und virtuellen Eingabegeräten abgefangen und ausgewertet werden (siehe Abschnitt 2.1.2). Für die Anpassung des Simulationsmodells müssen die Nutzereingaben Parametern des Simulations-

modells zugeordnet werden. Zur Gewährleistung der Austauschbarkeit der Eingabegeräte ist es sinnvoll, die übertragenen Nutzereingaben zu normieren (z.B. auf $-1 \dots 1$). Der Wertebereich wird im Kommunikationsserver festgelegt.

5.6 Zusammengesetzte Komponentenmodelle

In den vorhergehenden Abschnitten wurden die Modelle für die Bestimmung des Zustands, der Körperschallanregung und der Körperschallübertragung entwickelt. Wie im Abschnitt 5.1 eingeführt, werden die einzelnen Modelle zu Komponentenmodellen zusammengesetzt. Dies erleichtert das Verständnis des Modells sowie die Modellerstellung.

Abbildung 5.31 zeigt ein akustisch aktives Komponentenmodell bestehend aus Zustands-, Anregungs- und Körperschallmodell sowie einer Schnittstelle zum Kommunikationsserver. Bei akustisch passiven Komponenten fehlen das Anregungsmodell und ggf. auch das Zustandsmodell sowie die Schnittstelle. Weiterhin sind in Abbildung 5.31 die übergebenen Parameter eingetragen und die Trennung zwischen Zeit- und Frequenzbereich aufgezeigt.

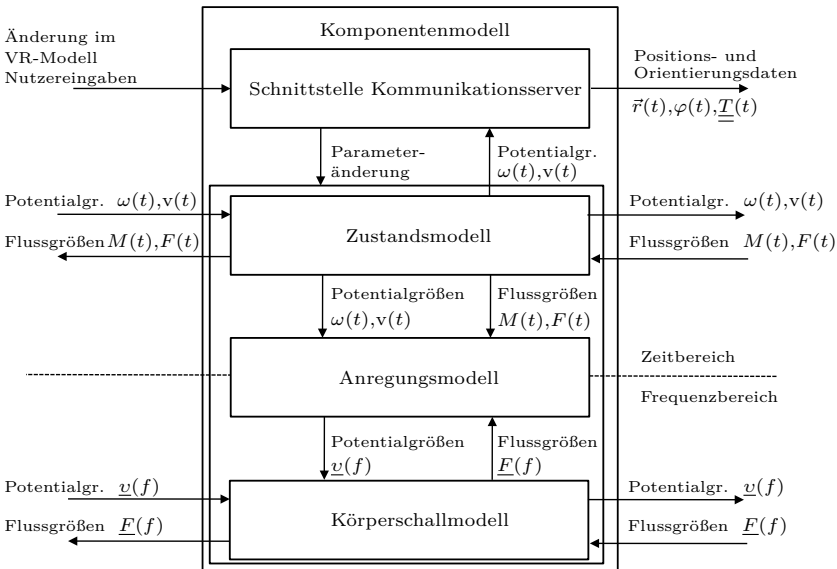


Abbildung 5.31: Zusammengesetztes Komponentenmodell

5.7 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden Simulationsmodelle für die Körperschallanregung und Körperschallübertragung in technischen Systemen sowie für die Bestimmung des Zustands entwickelt. Die Modelle wurden so konzipiert, dass sie für die Anwendung in der VR in Echtzeit berechnet werden können. Für den effizienten Einsatz der Simulationsmodelle in der Produktentwicklung wurde die komponentenweise Modellbeschreibung eingeführt. Somit lassen sich die Komponentenmodelle mit Anregungs-, Körperschall- und Zustandsmodell geschlossen in Datenbanken ablegen und durch Verschaltung zu Gesamtsystemen zusammensetzen.

Zur parametrischen Simulation der Anregung tonaler Schwingungen wurde die Methode der relativen Amplituden entwickelt. Weiterhin wurde für derzeit nicht beschreibbare Anregungsmechanismen die messtechnische Erfassung diskutiert und die Repräsentation in Kennfeldern erarbeitet. Durch die Einführung einheitlicher Schnittstellen an den Anregungs- und Körperschallmodellen lassen sich die einzelnen Modelle einfach austauschen.

Die Basis für die Körperschallsimulation sind komplexe, frequenzabhängige, lineare, passive Vierpole, mit welchen die bidirektionale Körperschallübertragung über den relevanten Frequenzbereich simuliert werden kann. Speziell für die potentialgrößengetriebene Hybrid-Form der Vierpole konnten die Vorteile für die Simulation technischer Systeme aufgezeigt werden. Am freien Rand kann die Ausgangsgröße Schwinggeschwindigkeit für eine weiterführende Abstrahlungssimulation verwendet werden. Für diese Vierpol-Form wurden die notwendigen Kopplungen und Verschaltungen der Signalflussmodelle sowie die Parameterbestimmung ausgearbeitet. Die konzipierten Modelle wurden in MATLAB/Simulink als Signalflussmodelle implementiert. Durch die generische Modellierung der Vierpole mit getrennter Datenhaltung und -bereitstellung lassen sich die Vierpolparameter den Körperschallmodellen der Komponenten effizient zuweisen oder austauschen. Die Körperschallsimulation wurde anhand einer Prinzipbaugruppe validiert. Für Komponenten mit mehreren Koppelstellen wurde die Mehrpol-Repräsentation diskutiert. In diesem Kapitel wurde weiterhin erarbeitet, dass für die Simulation des maschinenakustischen Verhaltens zunächst der kinetische Zustand bestimmt werden muss. Hierfür wurde die Modellierung der Zustandsmodelle auf Basis von Vierpolen erarbeitet. Diese können aufgrund der ähnlichen Modellrepräsentation einfach mit den Anregungs- und Körperschallmodellen gekoppelt werden. Die Vierpole bieten hier den Vorteil, dass die Zustandsmodelle je nach notwendigem Detaillierungsgrad weiter verfeinert oder erweitert werden können.

Abschließend wurde in diesem Kapitel die Kopplung des Simulationsmodells mit dem VR-Modell diskutiert. Hierfür wurde im Rahmen der Arbeit ein objektorientierter Kommunikationsserver entwickelt, mit welchem neben dem verwendeten Werkzeug MATLAB/Simulink auch weitere Simulationswerkzeuge an die VR-Software angebunden werden können.

6 Anwendungsbeispiel Pick-and-Place-Maschine

In diesem Kapitel soll die Anwendung der im Kapitel 5 entwickelten Methoden und Modelle an einem praktischen Beispiel gezeigt werden. Hierfür wurde ein technisches System mit Standard-Maschinenelementen ausgewählt, welches vorwiegend aus metallischen Werkstoffen besteht.

Die für die Untersuchung ausgewählte Pick-and-Place-Maschine (siehe Abbildung 6.1) wurde in der Diplomarbeit Lotz [Lot02] konzipiert und konstruiert. Die Aufgabe der Maschine ist die schnelle Montage kleiner Komponenten. Um dies zu erreichen, werden die beiden notwendigen orthogonalen Abtriebsbewegungen über Mechanismen mit einem Zentralantrieb erzeugt. Die kinematischen Zusammenhänge sind im Technischen Prinzip in Abbildung 6.2 dargestellt. Die wichtigsten technischen Parameter der Maschine sind der Tabelle A.2 im Anhang A.7 zu entnehmen.

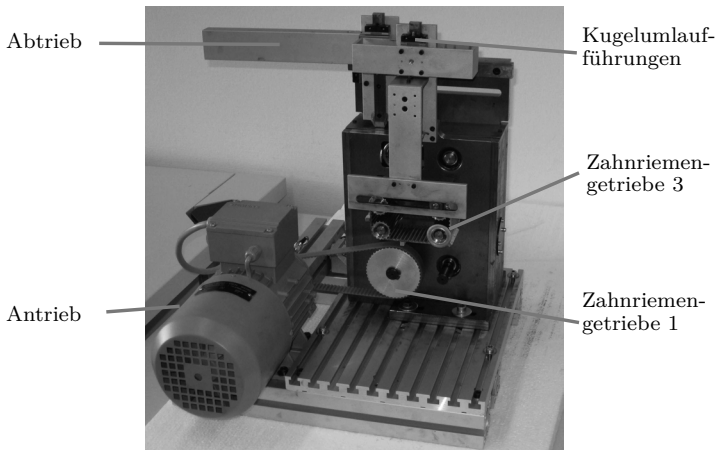


Abbildung 6.1: Pick-and-Place-Maschine

Damit die Pick-and-Place-Maschine audio-visuell abgebildet werden kann, müssen die folgenden Teilaufgaben bearbeitet werden:

1. Identifikation der Anregungsquellen

2. Analyse der Anregungsmechanismen und Auswahl der notwendigen Berechnungsmodelle
3. Analyse der relevanten Schallübertragungspfade
4. Aufteilung des Gesamtmodells in Komponenten
5. Erarbeitung der Anregungsmodelle
6. Erarbeitung der Körperschallmodelle
7. Identifikation notwendiger Zustandsparameter für die Anregungs- und Körperschallmodelle
8. Erarbeitung der Zustandsmodelle mit den Schnittstellen für die Anregungs- und Körperschallmodelle
9. Erarbeitung des VR-Modells auf Basis des CAD-Datensatzes
10. Anbindung des Simulationsmodells an das VR-Modell

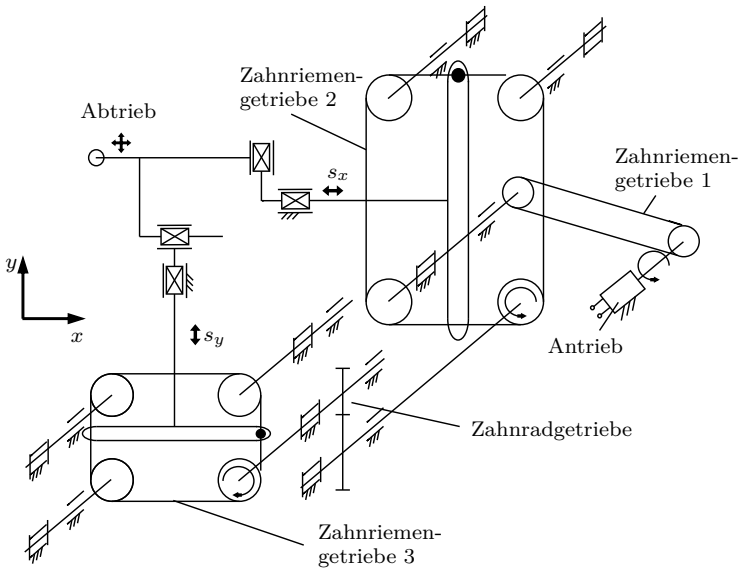


Abbildung 6.2: Technisches Prinzip der Pick-and-Place-Maschine ohne Riemen-spanner

6.1.2 Analyse der Anregungsmechanismen und Auswahl der Simulationsmethoden

Die Anregungsmechanismen werden durch unterschiedliche Parameter beeinflusst. Grundsätzlich lassen sich diese in veränderlich und konstant einteilen (siehe Abbildung 6.4). Konstante Einflussparameter ändern sich während der Simulation nicht oder werden als Funktion hinterlegt (z.B. Steifigkeitsverlauf). Dagegen müssen die veränderlichen Einflussparameter in jedem Simulationsschritt neu berechnet und an das Anregungsmodell übergeben werden.

Die angeregten Schwingungen werden in der Realität durch viele Parameter beeinflusst. Außer der makroskopischen Gestalt und der Anzahl der Komponenten ist kein Einflussparameter wirklich konstant, sondern sie ändern sich während der Nutzung. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit werden Parameter, die sich nur allmählich ändern (z.B. aufgrund thermischer Einflüsse oder durch verschleißbedingten Materialabtrag), als konstant angenommen.

In den nachfolgenden Abschnitten werden Anregungsmechanismen diskutiert, welche für die maschinenakustische Simulation der Pick-and-Place-Maschine benötigt werden. Die zugehörigen Anregungsmodelle werden in eine einheitliche Form mit den in Abschnitt 5.2.2 erarbeiteten Schnittstellen gebracht.

Da die Bestimmung des Anregungsspektrums in Echtzeit durchgeführt werden muss, wird die Anregungssimulation in zwei Teile aufgeteilt (siehe Abschnitt 5.2.2.4). Im Pre-Prozess werden unter Nutzung konkreter Anregungsmechanismen die relativen Amplituden (siehe Abschnitt 5.2.2.1) für Referenz-Fluss- und -Potentialgrößen bestimmt. Während der Echtzeit-Simulation werden unter Nutzung von Produktmerkmalen und Potentialgrößen aus dem Zustandsmodell die Grund-Anregungsfrequenzen berechnet. Aus den Fluss- und Potentialgrößen aus dem Zustandsmodell und den relativen Amplituden lassen sich die Amplituden der angeregten Frequenzen bestimmen.

6.1.2.1 Schwingungsanregung in den Kugellagern

Lager sind wichtige und häufig vorkommende Maschinenelemente. Sie verbinden relativ zueinander rotierende Komponenten und nehmen Abstützkräfte in radialer und/oder axialer Richtung auf. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich Kugellager ohne Vorspannung betrachtet (siehe Abbildung 6.5), so wie sie in der Pick-and-Place-Maschine verbaut sind. Die Kugellager in der Pick-and-Place-Maschine werden primär radial belastet. Die axiale Belastung ist sehr gering und wird daher nicht weiter betrachtet. Aus maschinenakustischer Sicht leitet das

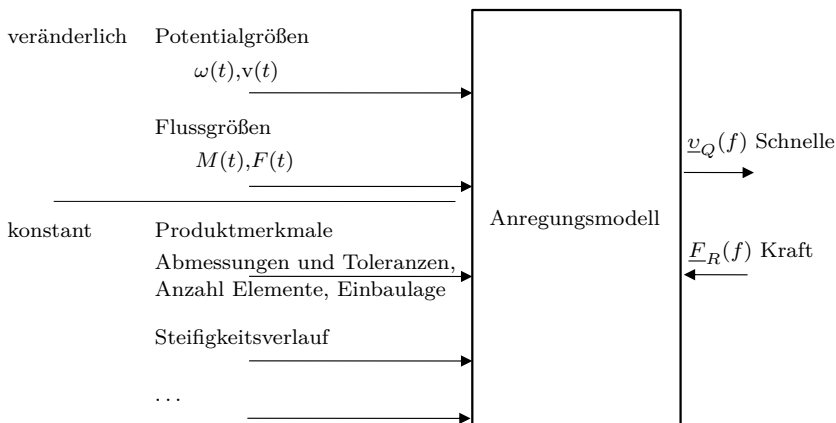


Abbildung 6.4: Einflüsse auf die Körperschallanregung

Kugellager eingepprägten Körperschall weiter. Weiterhin ist das Kugellager auch ein akustisch aktives Element, da Körperschallschwingungen angeregt werden.

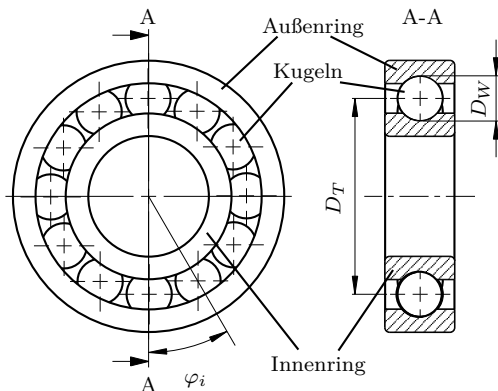


Abbildung 6.5: Geometrische Parameter eines Kugellagers

Die von den Kugellagern selbst erzeugten Schwingungen werden maßgeblich verursacht durch [Mom99, Wen98, Brä98]:

- Steifigkeitsänderungen in radialer Richtung aufgrund der veränderlichen Anordnung der Kugeln während der Rotation,
- Fertigungsungenauigkeiten oder Schäden an den Außen- und In-

nenringen, den Kugeln sowie dem Käfig und

- tribologische Effekte beim Wälzvorgang.

Weitere Anregungen sind unter anderem [Mom99] zu entnehmen.

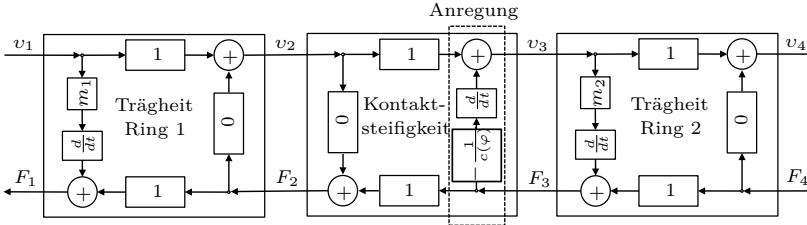


Abbildung 6.6: Signalflussmodell für das Verhalten des Kugellagers in radialer Richtung mit resultierender, winkelabhängiger Steifigkeit unter Vernachlässigung der Masse der Kugeln

Für die Simulation der Anregung an idealen Kugellagern ist vor allem die Steifigkeitsänderung während der Umdrehung des Lagers von Interesse [Wen98] (siehe Abbildung 6.6). Die Steifigkeit wird primär durch die Verformung an der Kontaktstelle der Kugeln mit dem Innen- und Außenring bestimmt. Sie lässt sich mittels Hertzscher Pressung berechnen [Wei03]. Alternative Berechnungsmethoden berücksichtigen den Schmierfilm im Lager (z.B. als Elasto-Hydrodynamische Kontakte). Vor allem bei höheren Drehzahlen wird der Schmierfilm bei der Bestimmung der Steifigkeit relevant [Wen98]. Bei den betrachteten Drehzahlen der Pick-and-Place-Maschine soll mit Hertzscher Pressung gerechnet werden.

Schwingungsanregungen aufgrund von Fehlern in der Geometrie der Kugellager sind in Maschinen sehr verbreitet [Alb87, Mom99]. Modelle zur Beschreibung der Anregung aufgrund von Welligkeiten wurden unter anderem von Wensing [Wen98] entwickelt. Für diese Arbeit soll jedoch zunächst von idealen Kugellagern ausgegangen werden. Daher findet in den folgenden Untersuchungen nur die Steifigkeitsänderung infolge der Rotation und der daraus resultierenden veränderlichen Lage der Kugeln während der Rotation Beachtung.

Die Grund-Anregungsfrequenz aufgrund des Steifigkeitsverlaufs bei Kugellagern lässt sich nach [Wen98, Mom99] für axial wenig beanspruchte Lager bestimmen zu (hierbei wird der Druckwinkel vernachlässigt):

$$f_c = \frac{n_K}{60} A_W = \frac{1}{2} \frac{n}{60} A_W \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \right) \quad [f_c] = \text{Hz} \quad (6.1)$$

mit n_K der Käfigdrehzahl ($[n_K] = \frac{\text{U}}{\text{min}}$), n der Wellendrehzahl ($[n] =$

$\frac{U}{\min}$), D_W dem Kugeldurchmesser ($[D_W] = \text{mm}$), D_T dem Teilkreis-
durchmesser ($[D_T] = \text{mm}$) (siehe Abbildung 6.5), A_W der Anzahl der
Kugeln.

Die harmonischen Anregungsfrequenzen und die zugehörigen Ampli-
tuden lassen sich über die in Abschnitt 5.2.2.1 entwickelte Methode
der relativen Amplituden ermitteln. Hierfür wird zunächst der winkel-
abhängige Verlauf der Steifigkeit während der Rotation benötigt. Die
Steifigkeit kann nach [Wei03] je Kontakt bestimmt werden zu (siehe
Abbildung 6.7):

$$c_K = \frac{F_R}{h^{\frac{3}{2}}} \approx 0.943 \frac{\left(\frac{\zeta}{\psi}\right)^{\frac{3}{2}} E}{(1 - \nu^2) \sqrt{\frac{1}{r'} + \frac{1}{r}}} \quad [c_K] = \frac{\text{N}}{\text{mm}^{\frac{3}{2}}} \quad (6.2)$$

mit F_R der Radialkraft ($[F_R] = \text{N}$), h der Annäherung ($[h] = \text{mm}$),
 ζ und ψ den Hilfskoeffizienten, E dem effektiven Elastizitätsmodul
($[E] = \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$), ν der Querkontraktionszahl sowie r' und r den Ersatz-
radien ($[r] = \text{mm}$). Die notwendigen Parameter sind dem Anhang A.9
oder der Literatur zu entnehmen [Wei03]. Weitere Methoden zur Be-
stimmung der Steifigkeit lassen sich in der Literatur finden [Dre06,
Brä98].

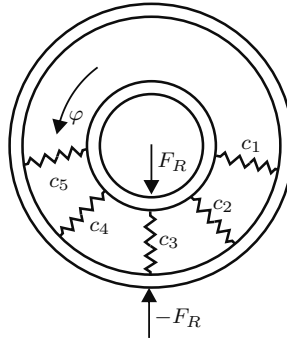


Abbildung 6.7: Repräsentation der Steifigkeiten am Kugellager unter Vernach-
lässigung der Masse der Kugeln

Aus Gleichung (6.2) lässt sich erkennen, dass die Steifigkeit nichtlinear
ist. Es soll daher eine Linearisierung für eine vorgegebene Radialkraft
 F_{R0} durchgeführt werden.

Da die Verformung am Innen- und Außenring stattfindet, handelt es
sich um eine Reihenschaltung der beiden Steifigkeiten. Für die Ermitt-
lung der Gesamtsteifigkeit des Lagers müssen die projizierten Steifig-

keiten an den Kugeln parallel geschaltet werden (siehe Abbildung 6.7). Der Verlauf der resultierenden, linearisierten Lagersteifigkeit c_{res} ist für ein Kugellager mit $A_W = 10$, $D_W = 4,8$ mm, $D_T = 20$ mm über den Winkelbereich φ_i für eine Radialkraft von $F_{R0} = 200$ N in Abbildung 6.8 dargestellt.

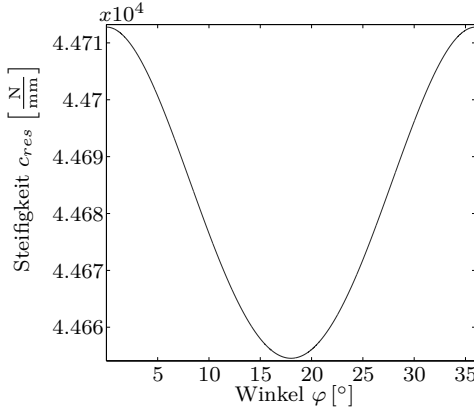


Abbildung 6.8: Lagersteifigkeit für $A_W = 10$, $D_W = 4,8$ mm, $D_T = 20$ mm, $F_{R0} = 200$ N

Unter Nutzung der ermittelten Lagersteifigkeit kann bei Vorgabe einer Potential- und Flussgröße das Anregungsspektrum der Schnelle bestimmt werden (siehe Abbildung 6.6). Dieses ist in Abbildung 6.9 für eine konstante Drehzahl von $n = 120 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ und eine konstante Radialkraft von $F_R = 200$ N dargestellt (dargestellt als Linienspektrum für die Maximalwerte).

Die eigentliche Simulation wird wie erläutert in zwei Schritten durchgeführt. Im Pre-Prozess werden der winkelabhängige Verlauf der radialen Steifigkeit (siehe Abbildung 6.8) und die relativen Amplituden (siehe Abschnitt 5.2.2.1) unter Nutzung von Referenz-Potentialgrößen und -Flussgrößen ermittelt. Während der Echtzeit-Simulation wird das Anregungsspektrum auf Basis der relativen Amplituden und der quasi-stationären Zustandsparameter bestimmt. Für die Bestimmung des Anregungsspektrums müssen während der Echtzeit-Simulation vom Zustandsmodell die aktuelle Radialkraft F_R und die Wellendrehzahl n (bzw. Winkelgeschwindigkeit ω) übergeben werden. Die Grund-Anregungsfrequenz wird nach Gleichung (6.1) berechnet. Der Verlauf der winkelabhängigen, linearisierten Steifigkeit soll während der Echtzeit-Simulation für ein vorgegebenes Kugellager als konstant betrachtet werden.

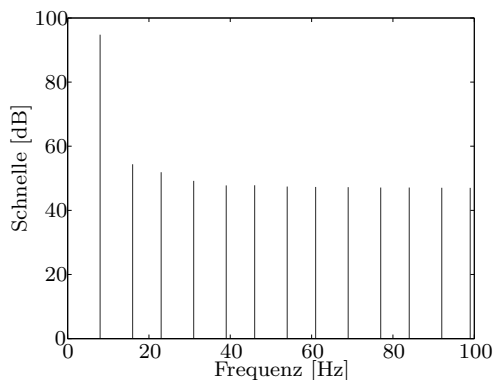


Abbildung 6.9: Spektrum des Schnellepegels für $A_W = 10$, $F_R = 200 \text{ N}$, $n = 120 \frac{\text{U}}{\text{min}}$

Die im Rahmen der Arbeit letztlich verwendeten Einflussparameter zur Bestimmung der Schwingungsanregung in den Kugellagern sind in Abbildung 6.10 dargestellt.

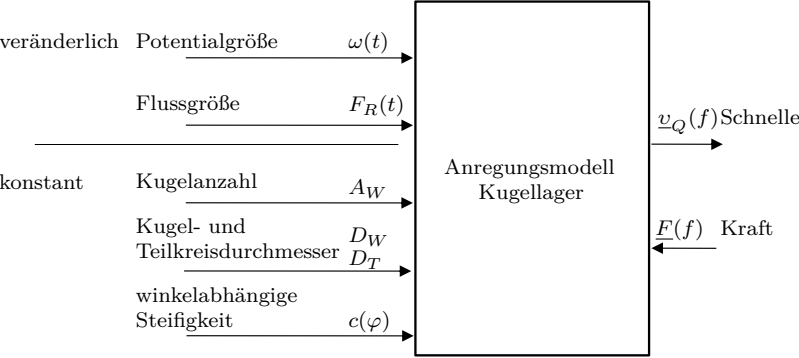


Abbildung 6.10: Betrachtete Einflüsse auf das Anregungsmodell der Kugellager

Für das realisierte Anregungsmodell für Kugellager wurden mehrere Vereinfachungen vorgenommen und bekannte Anregungsmechanismen aufgrund der im Rahmen dieser Arbeit nicht möglichen Parameterbestimmung vernachlässigt.

Wissentlich vernachlässigt wurden Anregungen durch:

- Wälzreibungseffekte sowie
- Oberflächenfehler und Welligkeiten auf den Kugeln und der Laufbahn.

Das diskutierte Modell erlaubt eine Simulation der Körperschallanregung. Gleichzeitig wird allerdings auch Luftschall direkt abgestrahlt [Brä98]. Hierfür sind der Literatur jedoch nur unzureichende Ergebnisse zu entnehmen. Die Direktabstrahlung wurde daher zunächst vernachlässigt.

6.1.2.2 Schwingungsanregung am Zahnradgetriebe

Zahnradgetriebe dienen der Übertragung und Übersetzung von Drehmomenten und Winkelgeschwindigkeiten aufgrund meist unterschiedlicher Wälzkreisdurchmesser. Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Stirnradgetriebe mit Evolventenverzahnung diskutiert. Das Zahnradgetriebe in der Pick-and-Place-Maschine besteht aus einem geradverzahnten Stirnradpaar.

Die wesentlichen Schwingungen in Zahnradgetrieben werden [Opi66, VDI90, Küç87, Bad07] verursacht durch:

- Steifigkeitsänderung während der Rotation,
- Zahnteilungsfehler, Fertigungsungenauigkeiten an den Zahnflanken,
- Reibkraftumkehr im Wälzpunkt und
- Eingriffsstoß.

In den frühen Phasen der Produktentwicklung können die Fertigungsungenauigkeiten, Zahnteilungsfehler und die physikalischen Einflüsse kaum berücksichtigt werden. Der Eingriffsstoß wird nicht weiter betrachtet, da im Normalbetrieb der Pick-and-Place-Maschine von einer nur geringen Verformung der Zähne aufgrund der vorliegenden Belastungen ausgegangen wird. Daher findet zunächst nur die Änderung der Steifigkeit Beachtung.

Das mechanische Modell eines einstufigen Zahnradgetriebes besteht aus zwei Massenträgheitsmomenten und einer Kopplungssteifigkeit (siehe Abbildung 5.28). Die Steifigkeit ändert sich während der Rotation, da sich der Kontaktpunkt während des Abwälzvorgangs verändert [VDI90].

Die für die Berechnung der veränderlichen Steifigkeit notwendigen geometrischen Parameter sind in Tabelle A.4 im Anhang A.10 und in Abbildung 6.11 zusammengefasst. Die maximale und minimale Steifigkeit können nach [Zie71] unter Nutzung einer relativen Steifigkeit bestimmt

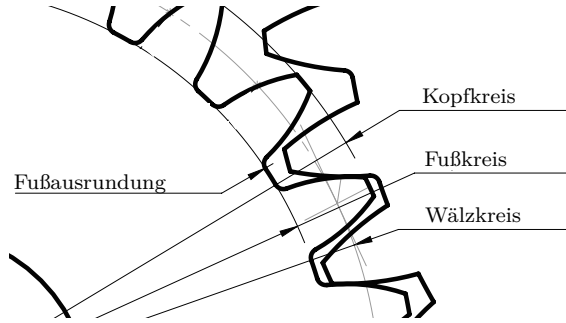


Abbildung 6.11: Abmessungen am Zahnradpaar

werden. Die notwendigen Beziehungen sind den Gleichungen (A.31) und (A.32) im Anhang A.10 oder der Literatur [Zie71] zu entnehmen. Unter Einbeziehung der Zahnradbreite b ($[b] = \text{mm}$) kann die absolute Steifigkeit berechnet werden:

$$c_{\max} = c'_{\max} \cdot 9,80665 \cdot 10^3 \cdot b \quad [c_{\max}] = \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.3)$$

$$c_{\min} = c'_{\min} \cdot 9,80665 \cdot 10^3 \cdot b \quad [c_{\min}] = \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (6.4)$$

Weitere Berechnungsverfahren sind der Literatur zu entnehmen [Dre05]. Da bei realen Zahnradgetrieben in der Regel mehrere Zähne im Eingriff sind, ergibt sich durch Superposition der Einzelsteifigkeitsverläufe der in Abbildung 6.12 dargestellte Verlauf der Gesamtsteifigkeit. Dieser wird neben den Einzelsteifigkeitsverläufen maßgeblich durch den Überdeckungsgrad ε_a bestimmt.

Die Amplitude der Schnelle kann im Zeitbereich unter Berücksichtigung der winkelabhängigen Steifigkeit bei Vorgabe von Referenz-Potential- und -Flussgrößen bestimmt werden. Für die Simulation wird von einer konstanten Winkelgeschwindigkeit und einem konstanten Lastmoment ausgegangen. Zur Bestimmung der relativen Amplituden wird die Anregungsschnelle mittels einer FFT in den Frequenzbereich überführt. Für die Echtzeit-Simulation wird ähnlich wie bei den Kugellagern verfahren. Die relativen Amplituden werden zunächst im Pre-Prozess bestimmt. Die für die Echtzeit-Simulation notwendige Grund-Anregungsfrequenz (Zahneingriffsfrequenz) lässt sich bestimmen mit:

$$f_z = \frac{n_1}{60} z_1 \quad [f_z] = \text{Hz} \quad (6.5)$$

mit n_1 -Drehzahl der Ritzelwelle ($[n_1] = \frac{\text{U}}{\text{min}}$), z_1 -Ritzelzähnezahl

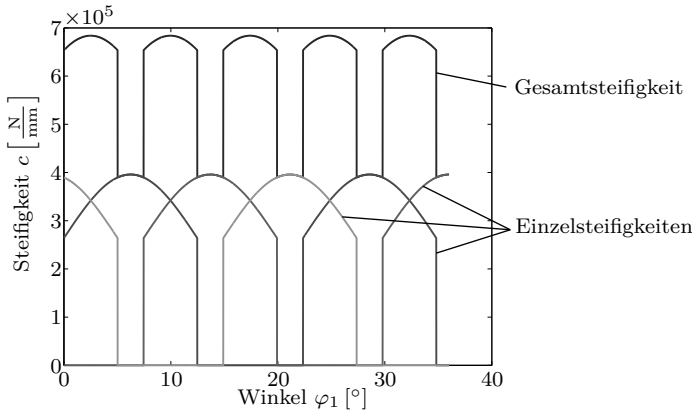


Abbildung 6.12: Verlauf der Zahnsteifigkeit $c(\varphi_1)$ (bei $z_1 = 48$, $z_2 = 24$, $m = 2$ mm, $b = 20$ mm)

Unter Nutzung der aktuellen, als quasi-stationär angenommenen, Winkelgeschwindigkeit wird in jedem Simulationsschritt die Grund-Anregungsfrequenz berechnet. Mit Hilfe der relativen Amplituden, des vom Zustandsmodell übergebenen Drehmoments sowie der Winkelgeschwindigkeit lassen sich die Amplituden des Anregungsspektrums bestimmen.

Die verwendeten Einflussparameter sind in Abbildung 6.13 zusammengefasst.

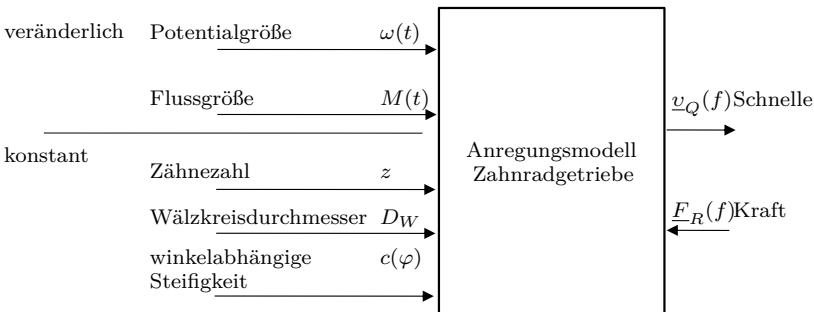


Abbildung 6.13: Betrachtete Einflüsse auf das Anregungsmodell des Zahnradgetriebes

Es wurden für das realisierte Modell mehrere Vereinfachungen vorgenommen. Da im Rahmen dieser Arbeit die Bestimmung der Parameter

für einige Anregungsmechanismen nicht möglich war, wurden diese wesentlich vernachlässigt. Dies sind:

- Zahnteilungsfehler, Fertigungsungenauigkeiten an den Zahnflanken,
- Reibkraftumkehr im Wälzpunkt und
- Eingriffsstoß

Mit den diskutierten Modellen ist eine Simulation der Körperschallanregung möglich. Es erfolgt jedoch auch eine direkte Abstrahlung von Luftschall. Die Direktabstrahlung wurde zunächst vernachlässigt, da der Literatur hierfür nur unzureichende Ergebnisse zu entnehmen sind.

6.1.2.3 Schwingungsanregung an den Zahnriemengetrieben

Die Berechnung der Schwingungsanregung bei Zahnriemengetrieben ist sehr schwierig. Die in der Literatur aufgeführten Aussagen widersprechen sich in einigen Teilen [Jan90, Per09, Nag08]. In älteren Veröffentlichungen wurde das Aufschlaggeräusch als Folge des Polygoneffekts als dominante Anregungsursache diskutiert [Nag08, Böt95]. In neueren Veröffentlichungen werden als primäre Ursachen für die Schallentstehung herausgestellt [Nag08, Per09]:

- die Luftverdrängung beim Einlauf des Riemens an der Scheibe,
- die transversalen Schwingungen der Trume aufgrund des Polygoneffekts und
- die Reibung zwischen Zahnriemenscheibe und Riemen

Die für die Simulation notwendige Grund-Anregungsfrequenz (Zahneingriffsfrequenz) berechnet sich zu:

$$f_e = \frac{n_1}{60} z_{p1} \quad [f_e] = \text{Hz} \quad (6.6)$$

mit n_1 -Drehzahl der Antriebswelle ($[n_1] = \frac{\text{U}}{\text{min}}$), z_{p1} -Scheibenzähnezahl. In der Literatur werden Untersuchungen zur Körperschallanregung und zur Bestimmung der abgestrahlten Schallleistung dargestellt. Die daraus abgeleiteten Modelle für die Körperschallanregung berücksichtigen den Zahneingriffsstoß, die Trumschwingungen und teilweise auch die Reibungseffekte [Cal01, Cal03, Böt95]. Häufig kommen numerische Berechnungsverfahren zum Einsatz. Weiterhin erarbeiteten einige Autoren empirische Gleichungen zur Bestimmung der abgestrahlten Schallleistung, welche implizit die Einflüsse aller Anregungsmechanismen beinhalten. So hat Jansen [Jan90] die nachfolgende Gleichung zur Bestimmung des Schallleistungspegels am Zahnriemen durch experimentelle

Untersuchungen identifiziert:

$$L_{WA} = 65,2 + 0,0018 \frac{n_1}{n_0} + \left(21,52 + 0,0014 \frac{n_1}{n_0} \right) \log \frac{U_1}{U_0} + \delta L \quad (6.7)$$

$$[L_{WA}] = \text{dB(A)}$$

Dabei sind L_{WA} der Schallleistungspegel (A-bewertet), n_1 die Scheibendrehzahl ($[n_1] = \frac{\text{U}}{\text{min}}$), n_0 die Bezugsdrehzahl mit $1 \frac{\text{U}}{\text{min}}$, U_1 die Nennleistung am Riemen ($[U_1] = \text{kW}$), U_0 die Bezugsleistung mit 1 kW und δL ein riementypspezifischer Korrekturwert ($[\delta L] = \text{dB(A)}$).

Jansen trifft die Annahme, dass die Zahnriemenbreite stets von der Nennleistung, der Drehzahl und dem Riementyp abhängig ist, was die Nutzung der Gleichung (6.7) einschränkt. Werden Zahnriemen mit höherem oder niedrigerem Sicherheitsfaktor eingesetzt, lässt sich der Schallpegel nicht korrekt bestimmen, da die für die Schallleistungsberechnung notwendige Zahnriemenbreite falsch angenommen wird. Eine weitere Einschränkung ist die Anzahl der betrachteten Riemenscheiben, da Jansen nur zwei Riemenscheiben am Getriebe einsetzt – die Getriebe in der Pick-and-Place-Maschine besitzen je vier Riemenscheiben.

Für die weitere Arbeit, insbesondere wegen der komplexen Anregungsmechanismen und der Echtzeitanforderung, wird mit der Gleichung (6.7) unter Berücksichtigung der Einschränkungen gearbeitet. Es wird die Annahme getroffen, dass die Körperschallanregung proportional zur Direktabstrahlung ist. Zur Ermittlung der Körperschallanregung wird der mit Gleichung (6.7) ermittelte Schallleistungspegel in die nicht-logarithmierte Schallleistung umgerechnet und unter Nutzung von Ergebnissen aus Körperschallmessungen skaliert. Die Anregungsfrequenzen werden nach Gleichung (6.6) bestimmt. Da der zeitliche Verlauf der Anregungsgröße nicht mathematisch beschrieben ist (siehe Abschnitt 5.2.2.1), können die relativen Amplituden nicht bestimmt werden. Es wird eine exponentielle Abnahme der Amplitude der harmonischen Anregungsfrequenzen angenommen.

Für die Simulation wurden damit die in Abbildung 6.14 dargestellten Einflussfaktoren berücksichtigt.

Für die Modellierung der Anregung in dieser Arbeit wird zunächst von idealen Zahnriemengetrieben ausgegangen. Viele Untersuchungen zeigen, dass unterschiedlichste geometrische Fehler der Form und Anordnung Einfluss auf die Schallabstrahlung haben [Fre97, Böt95]. Zu den Einflüssen gehören unter anderem:

- axialer Versatz zwischen den Riemenscheiben und
- Abweichungen in der Parallelität zwischen den Achsen der Scheiben.

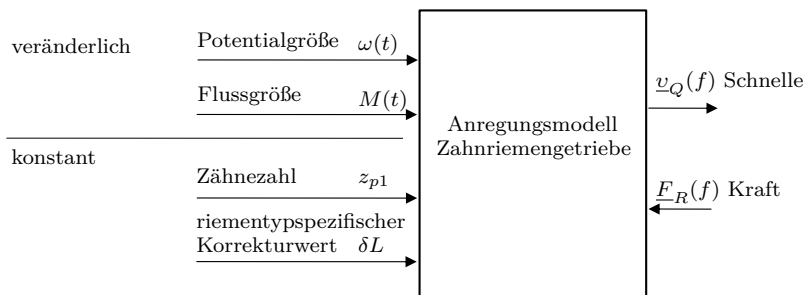


Abbildung 6.14: Einflussparameter für das Anregungsmodell des Zahnriemengetriebes

Diese Einflüsse konnten auch an der Pick-and-Place-Maschine experimentell identifiziert werden. Eine Berücksichtigung in den Modellen war jedoch nicht möglich.

6.1.2.4 Schwingungsanregung an den Kugelumlaufführungen

Die in der Pick-and-Place-Maschine dominierenden Schallanregungsquellen sind die Kugelumlaufführungen (siehe Abbildung 6.15). Aufgrund der Komplexität der Kugelumlaufführungen lassen sich deren Anregungen nur sehr schwer beschreiben. Weiterhin werden die Führungswagen in der Maschine zyklisch beschleunigt. Gleichförmige Bewegungen der Führungswagen treten kaum auf. Es findet daher keine stationäre Anregung statt.

Basierend auf experimentellen, analytischen und numerischen Untersuchungen konnten in [Oht00, YS08] wesentliche Anregungsfrequenzen bei gleichförmiger Bewegung der Kugelumlaufführungen bestimmt werden.

Die Ergebnisse der Untersuchungen in [Oht00, YS08] sind für die Simulation der Pick-and-Place-Maschine jedoch nicht ausreichend. Einerseits liegen kaum gleichförmige Bewegungen vor. Andererseits hören sich die auralisierten simulierten Spektren nicht realistisch an, da unter anderem markante breitbandige Geräuschanteile fehlen. Diese müssen für die Kugelumlaufführungen berücksichtigt werden, da die Führungen dominante Anregungsquellen in der Pick-and-Place-Maschine sind. Weiterhin fehlen in den Simulationen die Einflüsse der unterschiedlichen Einbaubedingungen und die damit verbundenen unterschiedlichen Belastungen, welche einen erheblichen Einfluss auf die Anregung

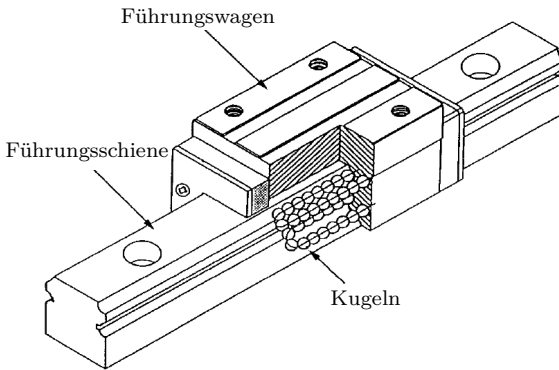


Abbildung 6.15: Schnittmodell einer Kugelumlaufführung nach [Oht00]

haben. Daher muss für die Kugelumlaufführungen auf gemessene Spektren zurückgegriffen werden, die am realen Aufbau an den Führungen in Einbaulage gewonnen wurden.

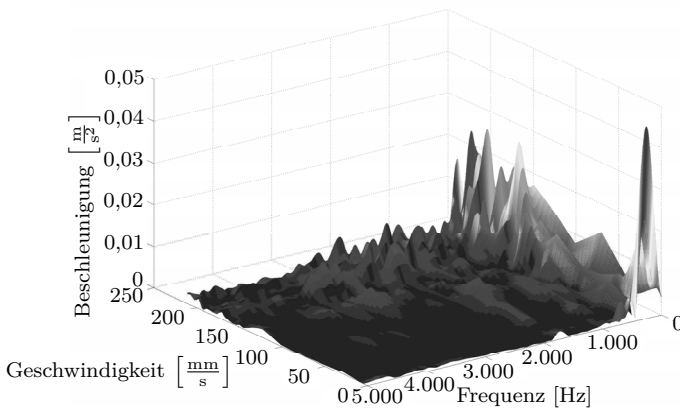


Abbildung 6.16: Kennfeld der geschwindigkeits- und frequenzabhängigen Anregung einer Kugelumlaufführung

Die Spektren wurden an den verwendeten Führungen messtechnisch in Abhängigkeit von den Potentialgrößen ermittelt. Unter Berücksichtigung der Verfahrensgeschwindigkeit konnten die Spektren zunächst in ein geschwindigkeits- und frequenzabhängiges Kennfeld überführt werden

(siehe Abbildung 6.16). Markant ist die starke Anregung im Bereich um $0 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$. Diese ist auf eine Stoßanregung bei der Bewegungsumkehr zurückzuführen. Diese Anregung tritt selbstverständlich nicht im Ruhezustand der Führung auf. Für die Repräsentation der Anregungen der Kugelumlaufführungen wird daher ein mehrdimensionales Kennfeld (siehe Abschnitt 5.2.3) benötigt. Für die verwendeten Kugelumlaufführungen und die Anwendung bei der Pick-and-Place-Maschine hat sich das dreidimensionale Kennfeld in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und Beschleunigung als effiziente Repräsentation herausgestellt, da dieses das reale Verhalten für einen bestimmten Bereich der Zustandsparameter gut abbildet.

6.1.3 Schallübertragungspfade

Der angeregte Körperschall breitet sich durch die Pick-and-Place-Maschine über die Kopplungen der Komponenten aus. Neben der Direktabstrahlung wird die Schallabstrahlung bei der Pick-and-Place-Maschine vor allem durch die Abstrahlung von den großen Platten des Gestells geprägt. Daher sind die Übertragungspfade zu dem Gestell von großem Interesse. Verfolgt man den Körperschall von den Quellen durch die Struktur bis zum Gestell, findet man das maschinenakustische Körperschallnetzwerk (siehe Abbildung 6.17).

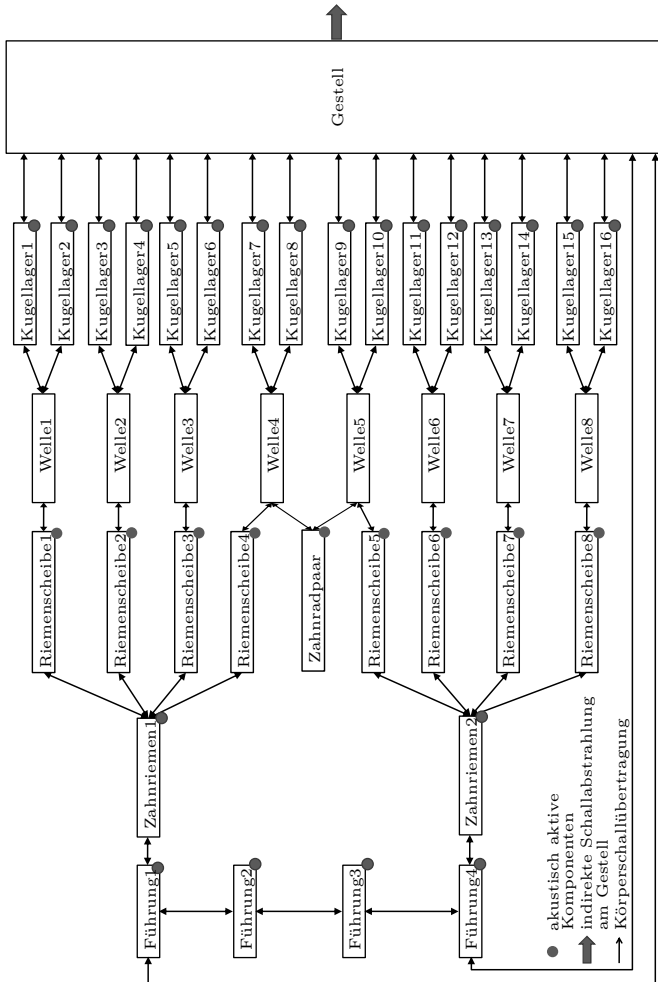


Abbildung 6.17: Körperschallnetzwerk innerhalb der Pick-and-Place-Maschine

Aus dem Netzwerk ist zu erkennen, dass für eine vollständige Simulation sehr viele Übertragungspfade nachgebildet werden müssen. Aufgrund der Echtzeitbedingungen wurden im Rahmen dieser Arbeit einige Pfade vernachlässigt. Dies betrifft vor allem die Übertragung zwischen den Führungen und den Zahnriemenscheiben, da davon ausgegangen

werden kann, dass die Übertragung über den Zahnriemen den Körperschall deutlich stärker dämpft als die Übertragung über das Gestell bzw. die Kugellager.

Die Körperschallübertragungen wurden in MATLAB/Simulink mittels Vierpolmodellen abgebildet. Dabei wurden die einzelnen Vierpolparameter unter Nutzung mechanischer Grundelemente (siehe Abschnitt 5.3.8.1) gebildet, aus der Lösung des Differentialgleichungssystems für die Bernoullische Balkentheorie berechnet (siehe Abschnitt 5.3.8.3) und messtechnisch erfasst (siehe Abschnitt 5.3.8.2). Am Gestell wurden Oberflächenpunkte auf den Seitenplatten ausgewählt, bis zu denen die Körperschallübertragung durch das Gestell von den Lagerstellen und den gestellfesten Führungen ermittelt wurde. In Abbildung 6.18 sind drei der Oberflächenpunkte durch blaue Kreise markiert. Abbildung 6.19 zeigt einen kleinen Ausschnitt aus dem Körperschallmodell. Für die einzelnen Komponenten ist nur das Körperschallmodell dargestellt. Eine für die Echtzeitsimulation notwendige Vereinfachung ist die reduzierte Körperschallsimulation innerhalb des Gestells. Aufgrund der mindestens 19 Koppelstellen (wächst mit der Anzahl der betrachteten Oberflächenpunkte) müsste das Gestell als Mehrpol simuliert werden. Bei der Betrachtung aller Wechselwirkungen zwischen den 19 Koppelstellen sind nach Gleichung 5.11 für eine vollständige Modellierung

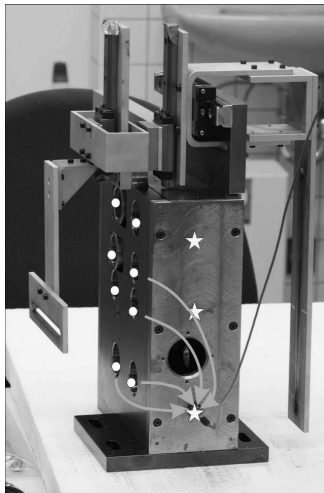


Abbildung 6.18: Kennzeichnung der Körperschallpfade im Gestell zwischen den Lagern (Punkte) und drei ausgewählten Oberflächenpunkten (Sterne)

361 Mehrpol-Parameter notwendig. Die Berechnung mit 361 Mehrpol-Parametern über einen Frequenzbereich bis 4.000 Hz ist in Echtzeit unter Nutzung der verwendeten Rechnerhardware nicht realisierbar. Daher wurden am Gestell ausschließlich entkoppelte Vierpole bis zu den Oberflächenpunkten verwendet, welche an den Oberflächenpunkten superponiert (v_6 in Abbildung 6.19) werden.

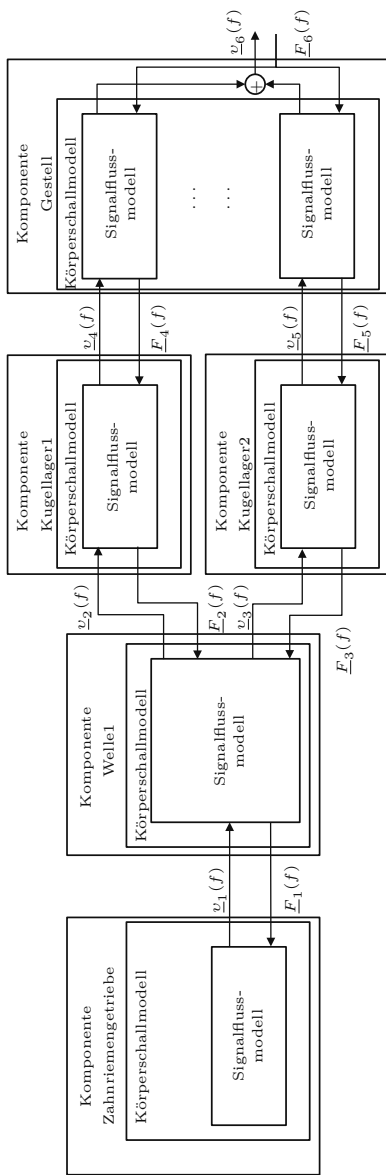


Abbildung 6.19: Ausschnitt aus dem Körperschallmodell der Pick-and-Place-Maschine

6.2 Zustandsmodell

Für die Bestimmung des aktuellen kinetischen Zustands wird ein Zustandsmodell benötigt, welches die für die Akustiksimulation notwendigen Potential- und Flussgrößen berechnet. Die Grundstruktur des Zustandsmodells ist in Abbildung 6.20 darstellt.

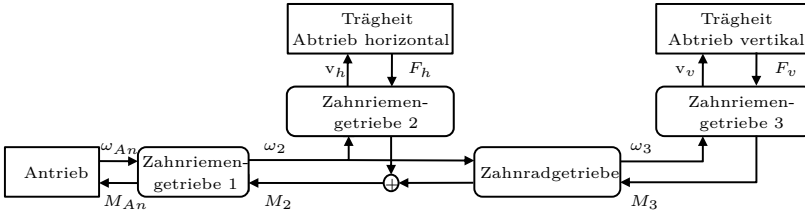


Abbildung 6.20: Grundstruktur des Zustandsmodells der Pick-and-Place-Maschine

Das Zustandsmodell besteht im Wesentlichen aus einem lastabhängigen Antrieb, den Zahnriemengetrieben, dem Zahnradgetriebe sowie den bewegten Massen inklusive deren Trägheiten und den Reibkräften und -momenten. Für die Reibkräfte und -momente wurden Annahmen getroffen, da sich diese nur schwer an der realen Maschine bestimmen lassen. Am realen System lässt sich die Vorspannung des Zahnriemens nicht genau bestimmen, so dass auch hier Annahmen auf Basis des Anzugsmomentes an den Riemenspannern getroffen wurden.

Im Folgenden soll das Zustandsmodell des Zahnriemengetriebes mit vertikalem Abtrieb (entspricht Zahnriemengetriebe 3 in den Abbildungen 6.2 und 6.20) etwas näher erläutert werden, da die Zustandsparameter dieses Zahnriemengetriebes das akustische Verhalten durch die Anregung an den Kugelumlaufrollführungen maßgeblich beeinflussen. Das Detail ist in Abbildung 6.21 dargestellt.

Der Abnehmer des hier verwendeten Zahnriemengetriebes ist über einen gelagerten Gleitstein mit dem Riemen gekoppelt. Durch die Anordnung der vier Riemenscheiben bewegt sich der Gleitstein auf einer Bahn mit der Form eines abgerundeten Rechtecks. Der Gleitstein sorgt dafür, dass nur die vertikale Bewegung auf den Abtrieb übertragen wird. Während sich der Gleitstein horizontal bewegt, bleibt der Abtrieb (idealerweise) stehen. Somit entstehen am Abtrieb vier Phasen, zwei Bewegungsphasen und zwei Rastphasen. Diese Kopplung sorgt jedoch für eine ungleichmäßige Belastung des Riemens, der Riemenscheiben sowie der Lager auf den zugehörigen Wellen. Die Kräfte an den Riemenscheiben ändern sich in Abhängigkeit von der durchlaufenen Phase I bis IV (siehe Abbildung 6.21). Die vier Zustände des Riemengetriebes inklusive

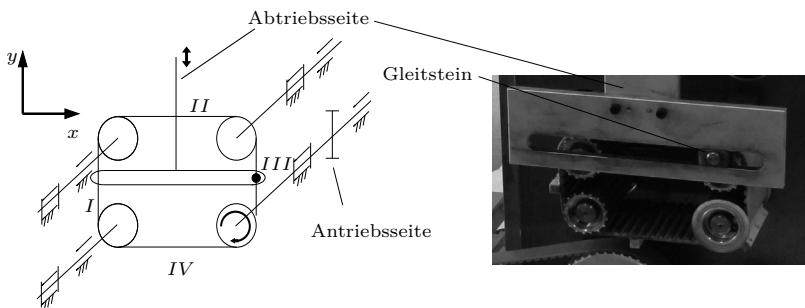


Abbildung 6.21: Zahnriemengetriebe 3 (links: Technisches Prinzip, rechts: Original)

der Übergänge wurden in einem Mehrzustandsmodell in Abhängigkeit vom Umlaufweg modelliert.

Wird der Zahnriemen ideal modelliert, so erhält man in vertikaler Richtung die Geschwindigkeit gemäß Abbildung 6.22 a). Diese entspricht dem Geschwindigkeitsverlauf, sofern keine Störeinflüsse auf die Bewegung einwirken. Der tatsächliche Geschwindigkeitsverlauf konnte am Realsystem empirisch mittels eines Seilzugsensors bestimmt werden und ist in Abbildung 6.22 b) dargestellt. Man sieht, dass der theoretische Verlauf stark vom realen Verlauf abweicht. Dies würde bei reiner Visualisierung kaum stören. Die Geschwindigkeit und Beschleunigung am Abtrieb bestimmen jedoch stark das maschinenakustische Verhalten der Kugelumlaufführungen. Daher muss das Zustandsmodell weiter konkretisiert werden.

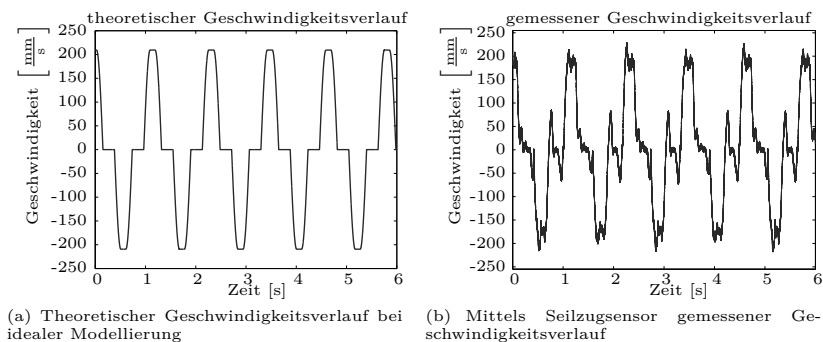


Abbildung 6.22: Theoretischer und gemessener Geschwindigkeitsverlauf des Abtriebs am Zahnriemengetriebe in vertikaler Richtung

Hierfür wurde die Durchbiegung des Zahnriemens in den Phasen II und IV (siehe Abbildung 6.21) berücksichtigt. Das zugrundeliegende Modell ist der beidseitig gelenkig gelagerte Bernoulli-Balken. Die Grenzen des Modells werden hier zwar überschritten, ermöglichen für diesen Anwendungsfall dennoch eine hinreichend gute Modellierung. Der daraus resultierende Geschwindigkeitsverlauf ist in Abbildung 6.23 a) dargestellt. Es zeigt sich, dass wie im gemessenen Verlauf, die Ruhephase des Abtriebs nahezu verschwindet. Die gleichförmige Bewegung in Phase I und III bleibt jedoch noch erhalten. Die Abweichung ist auf den lastabhängigen Antrieb zurückzuführen. Bei Untersuchungen am realen System wurde erkannt, dass der verwendete Antrieb bereits an der Lastgrenze betrieben wird. Wird diese Belastung im Simulationsmodell über die Leerlaufwinkelgeschwindigkeit und das Anlaufmoment berücksichtigt, kann der Effekt der schwankenden Geschwindigkeit nachgebildet werden (siehe Abbildung 6.23 b)).

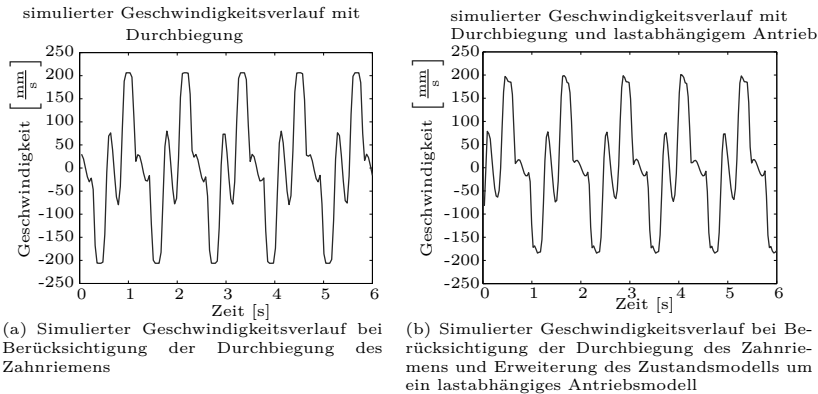


Abbildung 6.23: Geschwindigkeitsverlauf des Abtriebs am Zahnriemengetriebe in vertikaler Richtung

6.3 Parameterbestimmung

Für die Durchführung der Anregungs- und Körperschallsimulation müssen an der realen Maschine unterschiedliche Parameter ermittelt werden (siehe Abschnitte 5.2.3 und 5.3.8.2). Außerdem werden Validierungsdaten benötigt, mit denen die Simulationsergebnisse verglichen werden können. Die Parameterbestimmung erfolgt im Rahmen einer System- und Betriebsschwingungsanalyse.

6.3.1 Systemanalyse zur Bestimmung der Vierpolparameter

Im Rahmen einer Systemanalyse wurden die für die Simulation notwendigen Eingangs- und Transferadmittanzen bestimmt. Als Messsystem wurde das HARMONIE Quadro der Firma SINUS Messtechnik GmbH eingesetzt. Dieses lässt sich über MATLAB ansteuern. Unter Nutzung eines vorhandenen Skripts [Die06], welches für die Parameterbestimmung erweitert wurde, konnten die Messergebnisse direkt in MATLAB-spezifischen Dateien gespeichert und damit einfach weiter verarbeitet werden. Dabei erfolgten Fensterungen, Filterungen, Fourier-Transformationen sowie Admittanzberechnungen (siehe Abschnitt 2.2.2). Weiterhin wurden die Messdaten in die notwendigen Datenstrukturen für die Echtzeit-Simulation in MATLAB/Simulink überführt. Die Komponenten wurden mittels eines Impulshammers mit einer Aluminium-Spitze angeregt. Die Messung der Impulsantwort erfolgte über Beschleunigungssensoren (technische Daten siehe Anhang A.8).

6.3.2 Betriebsschwingungsanalyse zur Validierung der Simulationsergebnisse

Zur Erfassung der Validierungsdaten wurde eine Betriebsschwingungsanalyse durchgeführt. Hierfür wurden mittels Beschleunigungssensoren die Betriebsschwingungen erfasst. Für die Synchronisation der Messsignale wurde der Drehwinkel der Riemenscheiben über ein Tachosignal,

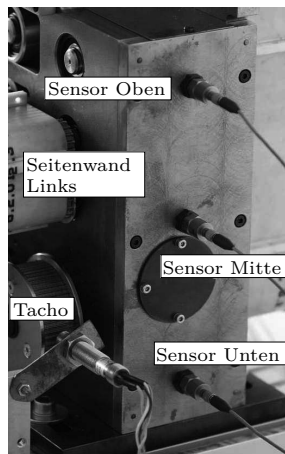


Abbildung 6.24: Parameterbestimmung an der Pick-and-Place-Maschine

welches mit 51.200 Hz abgetastet wurde, ermittelt (siehe Abbildung 6.24). Unter Nutzung einer Kurzzeit-FFT wurden die Messergebnisse in Spektrogramme (zeigen den zeitlichen Verlauf des Spektrums) überführt.

Abbildung 6.25 zeigt ein Spektrogramm der Messergebnisse in der Mitte der linken Seitenplatte des Gestells für eine Messdauer von 10 s und $12 \frac{\text{Takte}}{\text{min}}$. Dies entspricht einer Antriebsdrehzahl von ca. $100 \frac{\text{U}}{\text{min}}$. Aus dem Spektrogramm kann man erkennen, dass, trotz der sich wiederholenden Abläufe in der Pick-and-Place-Maschine, die Spektren sich aufgrund stochastischer Effekte nicht vollständig wiederholen. Man erkennt allerdings eine Charakteristik im zeitlichen Verlauf, die sich bei jedem Takt wiederholt. Dies betrifft auch wesentliche Anregungsfrequenzen.

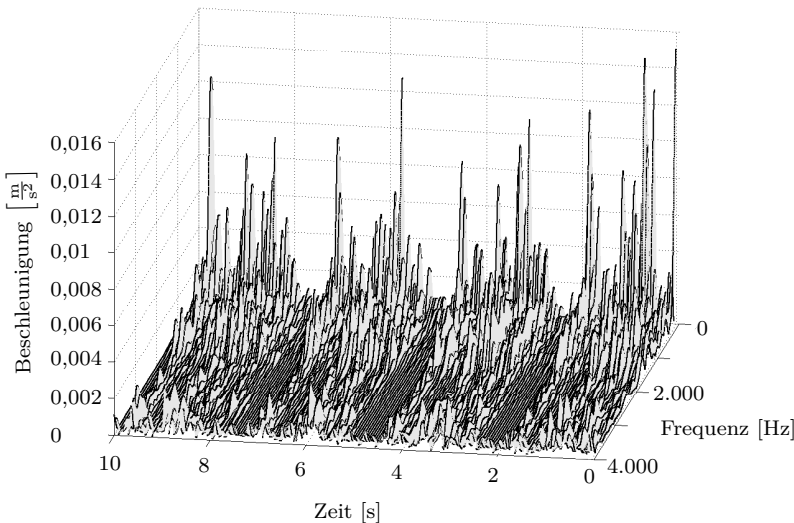


Abbildung 6.25: Spektrogramm der Körperschallbeschleunigung der Pick-and-Place-Maschine auf der linken Seitenplatte in der Mitte

6.4 Validierung des Simulationsmodells

Die Validierung des Simulationsmodells erfolgte unter Nutzung der Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalyse für diskrete Antriebsdrehzahlen und ohne zusätzliche Last am Abtrieb der Pick-and-Place-Maschine. Als Validierungsgrößen dienten die Schwingschnelle und -beschleunigung an unterschiedlichen Oberflächenpunkten.

Es hat sich als sinnvoll erwiesen, die Mess- und Simulationsergebnisse neben reinen Spektren mittels Spektrogrammen zu vergleichen. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass über den zeitlichen Verlauf im Spektrogramm maßgebliche Fehler im Zustands- und Anregungsmodell gefunden werden können. Werden die gemessenen Spektren mit den Zustandsparametern abgeglichen, können Rückschlüsse auf weitere oder fehlerhaft abgebildete Anregungsmechanismen gezogen werden. Dies führt zu einem iterativen Prozess, bis die Abweichungen im Simulationsmodell hinreichend behoben sind.

Als Resultat ergibt sich für die Pick-and-Place-Maschine das Spektrogramm in Abbildung 6.26. Vergleicht man das Spektrogramm mit den Messdaten aus Abbildung 6.25, so lässt sich erkennen, dass die wesentliche Charakteristik nachgebildet werden kann. Dies betrifft vor allem die Spitzen im zeitlichen Verlauf, welche durch die hohen Beschleunigungen an den Kugelumlauführungen verursacht werden.

Beim Vergleich des gemessenen und simulierten Spektrogramms ist jedoch auch zu erkennen, dass das simulierte Signal glatter ist. Im gemessenen Spektrogramm sind die Auswirkungen stochastischer Effekte zu erkennen. Einerseits schwanken die Amplituden im gemessenen Spektrogramm in jedem Takt, während die Amplituden im simulierten Spektrogramm in jedem Takt annähernd gleich sind – die leichten Abweichungen über die Takte hinweg sind dabei auf numerische Fehler zurückzuführen. Andererseits schwanken die Amplituden im gemessenen Spektrogramm auch während eines Taktes kurzzeitig stärker als die Amplituden im simulierten Spektrogramm. Die Hauptursachen hierfür sind die Zeitschrittweite (in der Abbildung 6.26: 50 ms bei einer Frequenzschrittweite von 1 Hz und bei Betrachtung des Frequenzbereichs von 1 bis 4.000 Hz) im Simulationsmodell, die abgebildeten deterministischen Anregungsmechanismen für quasi-stationäre Zustandsgrößen, die als linear angenommenen Übertragungsfunktionen in den Vierpolen und die verwendeten Kennfelder für die Anregungen durch die Kugelumlauführungen. Die Kennfelder beinhalten Spektren für diskrete Geschwindigkeits- und Beschleunigungszustände. Durch die Diskretisierung sind Mittelungen nötig, die zu einer Glättung führen.

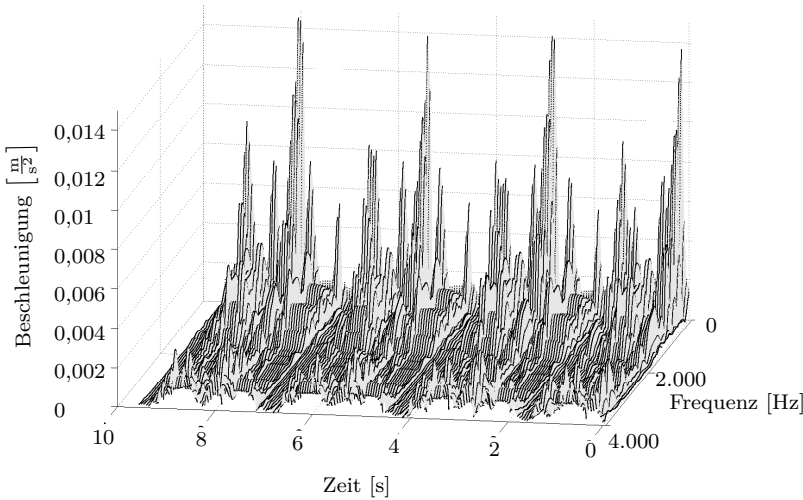


Abbildung 6.26: Simulationsergebnis der Körperschallbeschleunigung auf der linken Seitenplatte in der Mitte

Für den direkten Vergleich der Beschleunigungsspektren sind in Abbildung 6.27 die über 10 s gemittelten Simulations- und Messspektren gegenübergestellt. Die dominanten Frequenzen werden gut nachgebildet. Die Abweichungen entstehen vor allem durch die Diskretisierung in den Kennfeldern der Kugelumlaufführungen und aufgrund der mit dem Zustandsmodell simulierten Potentialgrößen für die Auswahl der Anregungsspektren. Weitere Abweichungen sind auf die Messfehler bei der Systemanalyse zurückzuführen.

Die Zielstellung der Simulation akustischer Produkteigenschaften in der VR ist eine Bewertung durch den Anwender unter Nutzung einer Auralisierung. Da derzeit nur das simulierte und das gemessene Körperschallsignal verglichen, nicht aber die Abstrahlungssimulation betrachtet werden konnte, unterscheidet sich das realisierte Signal vom tatsächlichen Luftschallsignal. Eine vollständige Bewertung der simulierten akustischen Produkteigenschaften in der VR ist damit noch nicht möglich. Aus dem simulierten Signal bereits erkennbar sind die wesentliche zeitliche Charakteristik und die dominanten Anregungsfrequenzen.

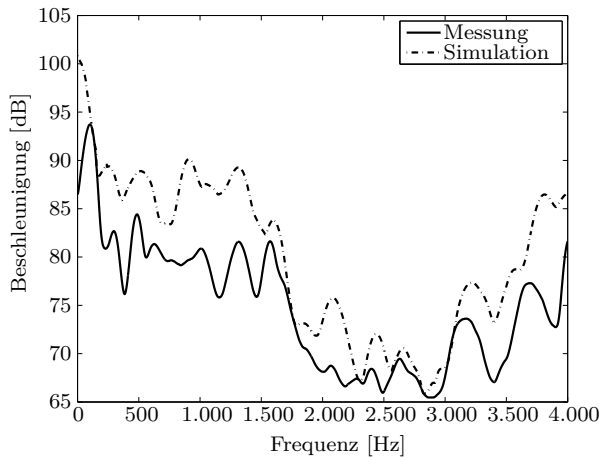


Abbildung 6.27: Vergleich gemittelter Beschleunigungsverläufe

6.5 Möglichkeiten der Modellanalyse

6.5.1 Auswertung der Körperschallspektren an einzelnen Punkten

Das Simulationsmodell der Pick-and-Place-Maschine wurde für die unterschiedlichen Komponenten modularisiert aufgebaut. Jede Komponente hat Schnittstellen für die Interaktion mit anderen Komponenten auf der Ebene des Zustandsmodells und des Körperschallmodells. Dies ermöglicht es dem Konstrukteur, das Spektrum an jeder Schnittstelle abzugreifen und auszuwerten. Somit können die Anregung einzelner Komponenten und die Verstärkung oder Abschwächung des Spektrums bzw. der spektralen Anteile bei der Körperschallübertragung analysiert werden.

Der modularisierte Aufbau ermöglicht weiterhin das vollständige Deaktivieren von Schallquellen oder Körperschallpfaden, indem die entsprechenden Modellzweige entkoppelt werden. Soll beispielsweise eine Schallquelle nicht betrachtet werden, so kann die Kopplung des Anregungsmodells mit dem Körperschallmodell in MATLAB/Simulink getrennt werden. Somit ist eine flexible Modellanalyse möglich.

6.5.2 Variable Modellparameter

Die parametrische Modellbildung ermöglicht eine Variation der Parameter. Im Modell sind unterschiedliche Arten von Parametern zu fin-

den. Sie sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Die Parameter im Zustandsmodell können direkt und auch während der Echtzeit-Simulation verändert werden, da sie explizit im Simulationsmodell hinterlegt sind. Die Parameter im Anregungsmodell, die Produktmerkmale charakterisieren, sind teilweise direkt beeinflussbar. Produktmerkmale, welche die relativen Amplituden des Spektrums beeinflussen, müssen im Pre-Prozess verändert werden (siehe Abschnitt 5.2.2.1). Die Dateireferenzen können nur vor dem Start der Simulation geändert werden, da während der Laufzeit zur Gewährleistung der Echtzeitfähigkeit in der Implementierung kein erneutes Einlesen der Daten aus den Dateien stattfindet.

Tabelle 6.1: Variable Modellparameter

Modellgruppe	Parameter	Art
Zustandsmodell	Potentialgrößen (z.B. Drehzahl)	Zahl (integer, double)
	Flussgrößen (z.B. Vorspannkraft)	Zahl (integer, double)
	Produktmerkmale (z.B. Zähnezah)	Zahl (integer, double)
Anregungsmodell	Produktmerkmale (z.B. Anzahl an Kugeln)	Zahl (integer, double)
	relative Amplituden des Spektrums	Dateireferenz
	Kennfelder	Dateireferenz
Körperschallmodell	Vierpolparameter	Dateireferenz

Ein wichtiger Parameter ist die Drehzahl der Pick-and-Place-Maschine. Diese kann während der Simulation direkt verändert werden. Das Zustandsmodell wird ausgehend von diesem Parameter sofort angepasst. Das Akustikmodell kann derzeit nur bedingt aktualisiert werden. Die parametrischen Anregungsmodelle ermitteln die Spektren entsprechend der neuen Drehzahl, solange die Kriterien für die relativen Amplituden gelten. Die Anregungsmodelle mit Kennfeldern können jedoch nur Spektren zu Zuständen ermitteln, welche zuvor erfasst worden sind. Bei der Veränderung der Drehzahl kann es zu Fehlern kommen, so dass falsche Spektren ausgegeben werden.

6.6 VR-Modell der Pick-and-Place-Maschine

Ausgehend vom 3D-CAD-Modell der Pick-and-Place-Maschine in CATIA V5 wurde das VR-Modell erstellt. Hierfür wurde der Standard-Exporter in das VRML-Format eingesetzt.

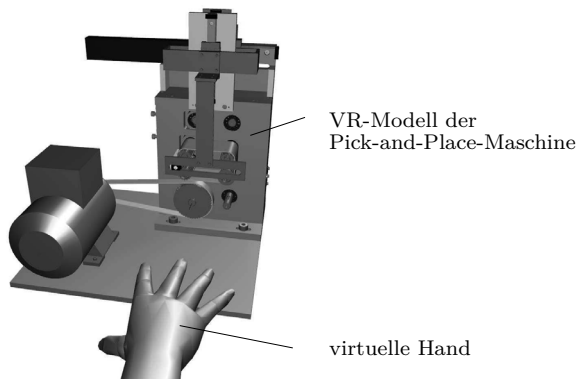


Abbildung 6.28: VR-Modell der Pick-and-Place-Maschine

Unter Nutzung des entwickelten Kommunikationsservers kann das VR-Modell der Pick-and-Place-Maschine mit dem Simulationsmodell verbunden werden. Über das VR-Modell können die Zustandsänderungen visualisiert werden. Dies betrifft die Bewegungen der Getriebekomponenten, der Führungen, der Lager, der Wellen sowie des Auslegers. Hierfür muss in der VR-Software der Server lediglich über wenige Skript-Befehle initialisiert werden (Auszug):

```
appl init myOSCTUI.so:Init "Bewegungsarm
    LinearfuehrungMotorseite RiemenuebergangMotorseite
    RiemenuebergangRueckseite LinearfuehrungRueckseite "
appl callback myOSCTUI.so:AddObjektWithAxis "Welle2_1
    Achse_Welle2_1" time 1000
```

Die Steuerung im VR-Modell erfolgt über einen entwickelten virtuellen Drehregler, welchen der Nutzer frei in der virtuellen Szene platzieren kann und über die virtuelle Hand bedient (siehe Abbildung 6.28). Über den Drehregler kann der Nutzer die Drehzahl der Pick-and-Place-Maschine (siehe Tabelle 6.1) beeinflussen. Die Simulation wird manuell gestartet. Die weitere Kommunikation übernimmt der Server.

6.7 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

In diesem Kapitel wurden auf Basis der Methoden und Modelle aus Kapitel 5 für das Beispiel einer Pick-and-Place-Maschine ein Simulationsmodell sowie ein VR-Modell entwickelt. Ausgehend davon sollen im Folgenden Schlussfolgerungen für den Einsatz der audio-visuellen VR in der Produktentwicklung erarbeitet werden.

Ein wesentlicher Aspekt der Nutzung der audio-visuellen VR in der Produktentwicklung ist die Bestimmung der akustischen Produkteigenschaften auf der Körperschallebene. Zur Simulation des Körperschallverhaltens existieren unterschiedliche Methoden. Numerische Methoden, wie FEM, sind derzeit für maschinenakustische Problemstellungen zu rechenintensiv, um diese in Echtzeit durchzuführen. Außerdem ist die Simulation im hochfrequenten Bereich aufgrund der notwendigen Anzahl der Netzknoten sehr schwierig. Analytische Methoden sind nur für einfache Systeme anwendbar. Energetische Methoden, wie die SEA, sind nur für hohe Frequenzbereiche geeignet und liefern durch die Mittelungen nicht die notwendigen frequenzabhängigen Potential- und Flussgrößen. Für die Anwendung in der VR ist man derzeit auf vereinfachte Methoden, wie die Nutzung von Übertragungsfunktionen oder linearen Vierpolen, angewiesen.

Der Konstrukteur möchte die Einflüsse einzelner Komponenten auf das akustische Gesamtverhalten bewerten und für dessen Optimierung die Parameter der Simulationsmodelle beeinflussen. Hierfür muss das Verhalten der einzelnen Komponenten hinreichend genau nachgebildet werden. Das Modell der Pick-and-Place-Maschine wurde für die Untersuchungen in die Komponentenmodelle für die Zahnriemengetriebe, das Zahnradgetriebe, die Kugellager, die Kugelumlaufführungen, die Wellen und das Gestell aufgeteilt.

Jedes Komponentenmodell besitzt ein Körperschallmodell. Die Körperschallmodelle sind aufgrund der Verwendung von Vierpolen sehr flexibel und bilden durch die Verschaltung über die Komponentenmodelle hinweg das Körperschallnetzwerk nach. Die Vierpolparameter lassen sich aus mechanischen Grundelementen oder aus Potential- und Flussgrößen ermitteln. Die hierfür nötigen Parameter lassen sich analytisch, numerisch oder messtechnisch bestimmen. Im Simulationsmodell kann der Konstrukteur über die Produktmerkmale auf die analytisch oder numerisch, nicht aber auf die messtechnisch ermittelten Parameter Einfluss nehmen. Hier kann die modale Zerlegung der erfassten Übertragungsfunktionen als Hilfsmittel dienen.

Für die Bestimmung der Schwingungsanregung muss oft auf gemessene Körperschallinformationen zurückgegriffen werden, da die Simulation keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefert. Dies betrifft vor allem Schallquellen, welche im technischen System dominieren und einen großen Einfluss auf das akustische Gesamtverhalten haben. Einzelne Anregungsmechanismen, speziell für tonale Geräusche bei periodischer Anregung, können mit vereinfachten Anregungsmodellen nachgebildet werden. Diese sind für den Einsatz in der audio-visuellen VR sehr flexibel, da sie über einen breiten Bereich an Zustandsparametern die Anre-

gungsspektren berechnen können. Die Tabelle 6.2 gibt einen Überblick über die für die Pick-and-Place-Maschine realisierten Anregungsmodelle sowie die berücksichtigten Modellansätze. Die Anregungsmodelle wurden so konzipiert, dass diese um weitere Anregungsmechanismen erweitert werden können. Dies könnten beispielsweise für Kugellager die Anregungen aufgrund von Oberflächenfehlern oder Welligkeiten und für Zahnradpaare die Anregungen aufgrund von Eingriffsstößen sein. Die einheitlichen Schnittstellen der konzipierten Anregungsmodelle erlauben weiterhin ein einfaches Austauschen des gesamten Anregungsmodells.

Tabelle 6.2: Realisierte Anregungsmodelle

Komponente	Realisierte Anregung	Berücksichtigter Modellansatz
Kugellager	Steifigkeitsänderung während der Rotation	Hertzsche Pressung am Kontakt zwischen den Kugeln und dem Innen- und Außenring, Parallelschaltung der Steifigkeiten der Einzelkontakte in Abhängigkeit vom Drehwinkel
Zahnradgetriebe	Steifigkeitsänderung während des Abwälzens und bei Änderung der Anzahl der Zähne im Eingriff	Verlauf zwischen minimaler und maximaler Steifigkeit beim Abwälzvorgang, Parallelschaltung mehrerer Zahnsteifigkeiten in Abhängigkeit vom Überdeckungsgrad und Drehwinkel
Zahnriemengetriebe	Empirische Gleichung mit Berücksichtigung der Zahneingriffsfrequenz	Empirische Gleichung in Abhängigkeit von der Drehzahl und der übertragenen Leistung
Kugelumlauf-führung	messtechnisch erfasste Anregungen	3D-Kennfeld aus Messdaten in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und der Beschleunigung

Viele Anregungen müssen messtechnisch bestimmt werden, da vor allem Anregungen aufgrund von Reibungseffekten oder Formabweichungen nicht oder nur unzureichend nachgebildet werden können. Dies gilt auch für instationäre Anregungen und weitere Anregungsmechanismen, die noch nicht hinreichend untersucht wurden. Bei der Pick-and-Place-Maschine sind dies vor allem die Anregungen an den Kugelumlauf-füh-

rungen. Für den Einsatz in der audio-visuellen VR müssen die messtechnisch erfassten Anregungen parametrisiert werden, damit entsprechend dem simulierten Zustand des technischen Systems die richtigen Spektren ausgewählt werden können. Es hat sich als effizient erwiesen, die Messdaten in zustandsabhängigen Kennfeldern abzulegen. Jedoch können oft die Anregungen nicht für alle Zustände erfasst werden, da die Variantenvielfalt der möglichen Zustandsparameter zu groß ist und viele Zustände für die messtechnische Erfassung nicht reproduzierbar oder hinreichend andauernd eingestellt werden können. Dies gilt vor allem für Schwingungsanregungen bei wechselnden Bewegungen von Komponenten. Somit sind die Simulationen auf die erfassten Zustände beschränkt.

Für die Simulation der Körperschallanregung oder die Auswahl der Anregungsspektren aus Kennfeldern muss der aktuelle kinetische Zustand des technischen Systems bestimmt werden. Da viele Anregungen bei ungleichförmigen Bewegungen auftreten, muss der Detaillierungsgrad des Zustandsmodells – zumindest lokal – sehr hoch sein. Die Zustandsmodelle können auf Basis der entwickelten Methoden unter Nutzung von Vierpolen erarbeitet werden. Ein wesentlicher Vorteil der Vierpole ist die universelle Einsetzbarkeit durch den frei wählbaren Detaillierungsgrad. Jedoch ist das Erkennen der notwendigen Detaillierungen oftmals sehr schwierig, da die Effekte auf Basis eines virtuellen Prototyps nur schwer erkennbar sind. So hat an der Pick-and-Place-Maschine erst der Abgleich mit den Messungen am Abtrieb des Zahnriemengetriebes 3 die Ursachen für die Abweichungen vom theoretischen Verlauf aufgezeigt.

Die Validierungen der Simulationsergebnisse an der Pick-and-Place-Maschine zeigen, dass die durchgeführten Simulationen unter Nutzung der entwickelten Methoden und Modelle für einzelne Systemzustände bereits gute Ergebnisse liefern. Abweichungen entstehen vor allem durch die verfügbare Messtechnik zur Parametergewinnung, die notwendigen Vereinfachungen, Linearisierungen und Diskretisierungen für die Echtzeitanwendung und das deterministische Modell.

Für andere technische Systeme müssen ergänzende Komponentenmodelle erarbeitet werden. Dies betrifft vor allem weitere Getriebe, Lagerungen, Führungen und andere Komponenten bei denen Anregungen auftreten. Generell sollte bei der Entwicklung der Modelle nach Abbildung 6.29 vorgegangen werden.

Ein Bereich der Simulation, welcher in dieser Arbeit und für die Pick-and-Place-Maschine nicht betrachtet werden konnte, ist die Abstrahlungssimulation. Hier existieren unterschiedliche analytische, aber auch numerische Ansätze [Gra07, Hüb99, Est08b]. Viele Methoden erfüllen

meist jedoch nicht die Echtzeitanforderungen oder erreichen nicht die notwendige Modellgenauigkeit. Ein derzeit möglicher Weg ist die Vorausberechnung und Nutzung von Kennfeldern [Hus09a] oder Übertragungsfunktionen [Est04].

Neben den Maßnahmen auf der Körperschallebene interessieren den Konstrukteur Einflussmöglichkeiten auf der Luftschallebene. Hier existieren unterschiedliche Ansätze. Vom Autor wurden Methoden zur echtzeitfähigen Simulation der Schalldämmung und -beugung entwickelt, die für die Pick-and-Place-Maschine jedoch keine Anwendung fanden und daher nicht detailliert vorgestellt wurden [Hus10b]. Es konnte gezeigt werden, dass das Dämmungs- und Beugungsverhalten für geometrisch einfache Objekte in Echtzeit simuliert werden kann. Für reale, meist komplexere Geometrien der Schallschutzelemente können die derzeitigen Methoden noch nicht in Echtzeit angewendet werden. Möglichkeiten bieten numerische Simulationen im Pre-Prozess, deren Ergebnisse als Kennfeld an die Echtzeit-Simulation übergeben werden.

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass das akustische Verhalten für einzelne bekannte Zustände des technischen Systems, vor allem unter Nutzung von Messdaten, gut nachgebildet werden kann. Die Vorausberechnung eines nicht bekannten Zustandes ist jedoch sehr schwierig bis unmöglich. Für die Produktentwicklung kann daher aktuell das akustische Verhalten nur für eine Kombination vorher bekannter Zustände fehlerarm nachgebildet werden. Die Kombination bekannter Zustände ermöglicht es, bereits heute einen ersten Eindruck der akustischen Produkteigenschaften vom technischen System zu erhalten. Der Einsatz audio-visueller VR-Simulationen zur Verifikation primärer akustischer Maßnahmen ist derzeit vor allem in nachfolgenden Entwicklungsprojekten sinnvoll, bei denen die vorher erfassten oder simulierten, parametrisierten, komponentenweisen akustischen Produkteigenschaften wiederverwendet werden können (siehe Abbildung 6.30). Sekundäre Maßnahmen nach der Schallabstrahlung können mit vereinfachten oder vorausberechneten Modellen während der jeweiligen Produktentwicklung in der VR untersucht werden.

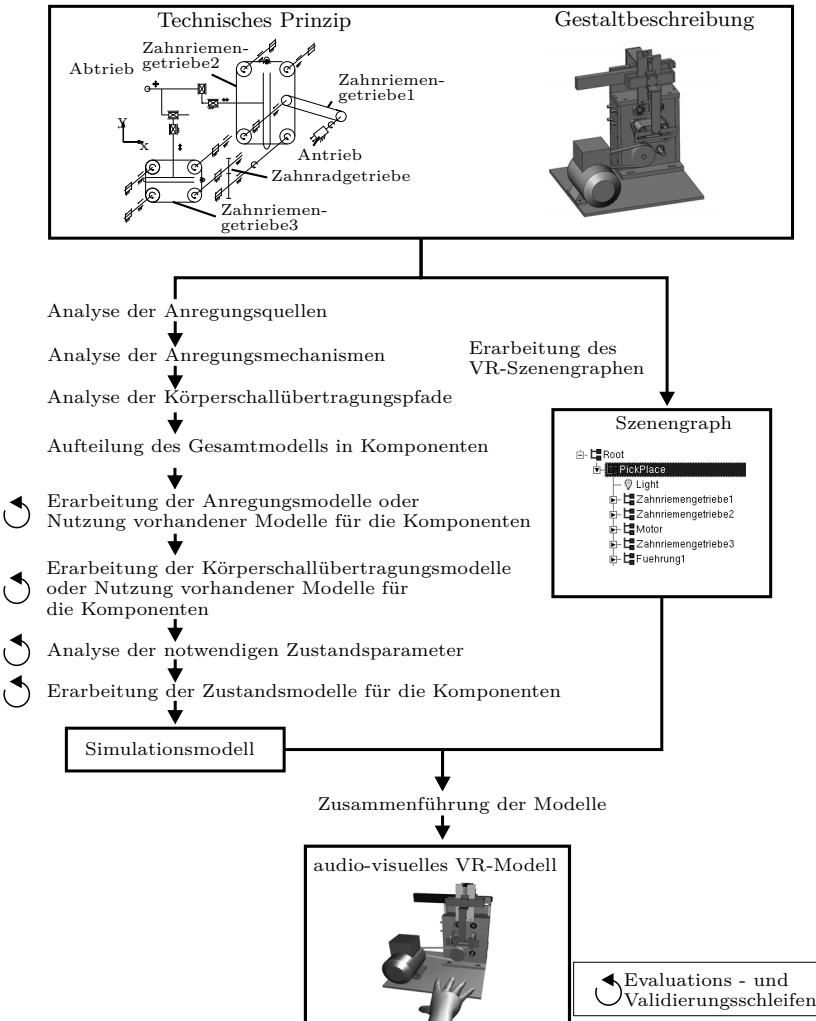


Abbildung 6.29: Vorgehensweise zur Erarbeitung audio-visueller VR-Modelle

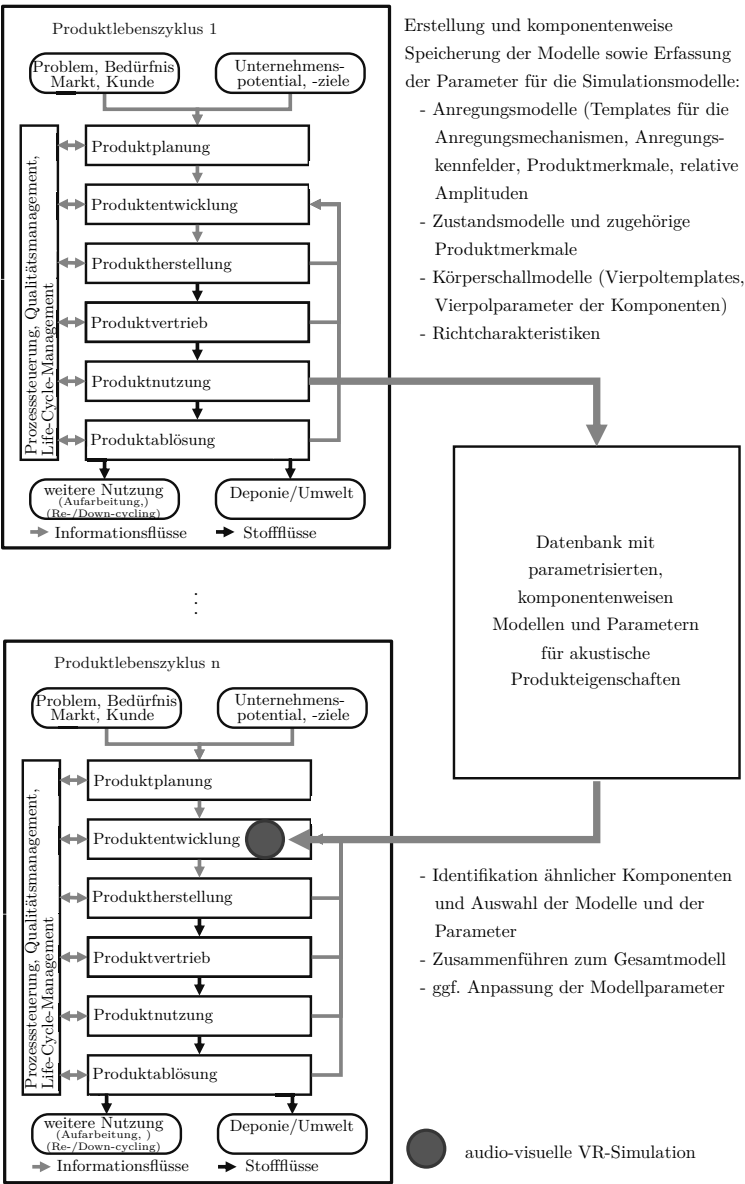


Abbildung 6.30: Nutzung audio-visueller VR-Simulation in der Produktentwicklung

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden Grundlagen zur Nutzung der audio-visuellen VR in der Produktentwicklung erarbeitet. Die Arbeit trägt zum Erreichen der Zielstellung bei, im Rahmen der Produktentwicklung unter Nutzung einer interaktiven VR-Simulation eine subjektive Bewertung akustischer Produkteigenschaften durchzuführen, damit über eine Anpassung der Konstruktion das akustische Verhalten frühzeitig optimiert werden kann.

Am Kompetenzzentrum Virtual Reality der Technischen Universität Ilmenau wurde ein audio-visuelles VR-System eingerichtet, welches unter Nutzung der akustischen Wellenfeldsynthese eine realitätsnahe Reproduktion akustischer Signale gemeinsam mit einer stereoskopischen Visualisierung ermöglicht. Unter Nutzung des VR-Systems wurden im Rahmen der Arbeit erweiterte VR-Modelle zur Repräsentation akustischer Produkteigenschaften entwickelt und an konkreten Beispielen verifiziert. Durch den Einsatz empirischer Daten, einer komponentenweisen Modellierung und einfacher Manipulationsmöglichkeiten mit Anpassung des Schallfeldes in Echtzeit können erste Bewertungen durchgeführt und Rückschlüsse auf die konstruktive Lösung getroffen werden. In weiteren Arbeiten muss die komponentenweise Erfassung der notwendigen Schallfeldinformationen weiter untersucht werden. Dies betrifft vor allem die Erfassung unter Freifeldbedingungen, wie in einem reflexionsarmen Raum, sowie ohne den Einfluss weiterer Komponenten. Ein Schwerpunkt der Arbeit ist die Repräsentation der richtungsabhängigen Schallabstrahlung technischer Systeme im VR-Modell. Durch Einbeziehung der Richtcharakteristik erhöht sich der Realitätsgrad. Der Nutzer kann die Intensität des abgestrahlten Schalls erfassen und erhält Informationen über seine Relativlage zum technischen System. Im Rahmen der Arbeit wurden zwei indirekte Methoden zur Repräsentation der Richtcharakteristik durch Monopole erarbeitet, so dass sich die Repräsentation direkt in den VR-Szenengraph einbinden lässt. Hierzu gehört die entwickelte Portal-Methode. Die Portal-Methode stellt durch die einfache Nutzbarkeit eine effiziente Methode in der Produktentwicklung dar. Die Hauptvorzüge liegen bei der Modellierung diskontinuierlicher Schallfelder. Die Methode hat allerdings Einschränkungen hinsichtlich der Repräsentation kontinuierlicher Schallfelder. Diese kann die Monopolsynthese sehr gut nachbilden. Für die Methode der Mono-

polsynthese konnte auf guten Vorarbeiten von Giron für die Binauraltechnik aufgebaut werden. Die Monopolsynthese wurde für die Nutzung der Wellenfeldsynthese, die Nutzung in der VR und die Anwendung in der Produktentwicklung erweitert. Anhand konkreter Beispiele konnten die Vorteile der Methoden aufgezeigt werden. Die Beispiele zeigen auch die Grenzen der derzeitigen Methoden, speziell aufgrund der Einschränkungen durch die indirekte Modellierung mit Monopolen. In weiteren Arbeiten ist zu untersuchen, wie die richtungsabhängige Schallabstrahlung technischer Systeme zusammenhängend – nicht nur über separate Monopole – mit der geometrischen Repräsentation beschrieben und an den Auralisierungs-Renderer übertragen werden kann. Eine Möglichkeit stellt die Nutzung von Quellen höherer Ordnung dar. Weiterhin muss untersucht werden, wie die Eingangsdaten effizient und möglichst auf Basis virtueller Prototypen gewonnen werden können.

Im Hauptteil der Arbeit wurden Modelle entwickelt, die eine echtzeitfähige Simulation akustischer Produkteigenschaften auf der Körperschallebene ermöglichen. Es konnte herausgestellt werden, dass sich für die Anwendung in der Produktentwicklung eine komponentenweise Modellierung eignet und diese möglich ist. Das Modell einer akustisch aktiven Komponente besteht aus einem Anregungs-, Körperschall-, Abstrahlungs- (in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet) und Zustandsmodell. Über Schnittstellen mit Potential- und Flussgrößen können die Komponentenmodelle zu technischen Systemen zusammengesetzt werden. Für die Simulation der akustischen Produkteigenschaften werden Anregungsmodelle benötigt. Für einzelne periodische Anregungen kann das Anregungsspektrum durch vereinfachte Simulationen bestimmt werden. Hierfür wurde die Methode der relativen Amplituden entwickelt, die es ermöglicht, einen Teil der aufwändigen Simulationen aus dem Zeitbereich im Pre-Prozess durchzuführen und während der Echtzeit-Simulation im Frequenzbereich auf die relativen Amplituden zurückzugreifen. Da viele Anregungsmechanismen noch nicht mit mathematischen Modellen beschrieben oder die Anregungen zu stochastisch sind, muss für diese Anregungen auf Messdaten zurückgegriffen werden. Für die Nutzung der Messdaten wurde die Datenrepräsentation über Kennfelder erarbeitet. Während der Echtzeit-Simulation wird über Zustandsparameter auf die einzelnen Spektren zugegriffen. Für ein konkretes Anwendungsbeispiel wurden für vier Komponenten Anregungsmodelle erarbeitet.

Im Weiteren wurden Modelle zur Simulation der Körperschallübertragung entwickelt. Diese beruhen auf dem Konzept der Vierpole. Im Gegensatz zu den in der Literatur oft verwendeten unidirektionalen Übertragungsfunktionen zur Echtzeitsimulation des Körperschallver-

haltens, kann mittels Vierpolen die bidirektionale Wechselwirkung zwischen den Komponenten abgebildet werden. Im Rahmen der Arbeit wurde eine spezielle Form der Vierpole, die potentialgrößengetriebene Hybrid-Form, verwendet. Es zeigt sich, dass die Vierpolparameter mittels analytischer und numerischer Methoden oder unter Nutzung von Messungen gewonnen werden können. Dies macht den Einsatz in der Produktentwicklung flexibel, da je nach den vorhandenen Informationen über das technische System oder in Abhängigkeit von der Komplexität der Komponenten andere Methoden der Parameterermittlung eingesetzt werden können. Die genutzte Vierpol-Form bietet die Vorteile, dass sie sich gut in Signalfflussmodelle integrieren lässt und eine effiziente Modellierung der Randbedingung „freier Rand“ ermöglicht. Diese Randbedingung wird für den Übergang zur Abstrahlungssimulation benötigt. Es zeigt sich, dass bei der Verschaltung der Signalfflussmodelle weitere Vierpol-Formen benötigt werden, damit die Gleichgewichtsbedingungen eingehalten werden. Die konzipierten Modelle wurden in MATLAB/Simulink als Signalfflussmodelle implementiert. Durch die generische Modellierung der Vierpole mit getrennter Datenhaltung und -bereitstellung lassen sich die Vierpolparameter den Körperschallmodellen der Komponenten effizient zuweisen oder austauschen.

Es wurde herausgestellt, dass für die Durchführung einer Akustiksimulation eine Zustandssimulation vorgeschaltet werden muss, damit die veränderlichen Potential- und Flussgrößen als Eingangsgrößen für die Akustiksimulation in jedem Simulationsschritt berechnet werden können. Es wurde gezeigt, dass sich auch hier die Vierpolmodellierung eignet. Die Grundlagen für die Modellierung der Zustandsmodelle auf Basis von Vierpolen wurden erarbeitet und anhand von Beispielen aufgezeigt. Hierfür wurden die Zustandsmodelle in MATLAB/Simulink implementiert. Für diese Arbeit wurden die Akustik- und Zustandsmodelle der Komponenten direkt gekoppelt, damit eine geschlossene Repräsentation entsteht. In weiteren Arbeiten sollte auch die separate Berechnung in Betracht gezogen werden, damit die Zustandsmodelle mit einer höheren Wiederholrate berechnet werden können. Für die Visualisierung der Zustandsänderungen in der VR wurde ein Kommunikationsserver entwickelt, mit welchem Daten zwischen dem Simulations- und VR-Modell ausgetauscht werden. Der Kommunikationsserver ist generisch gehalten, so dass neben MATLAB/Simulink auch weitere Simulationswerkzeuge mit der VR-Software gekoppelt werden können.

Anhand des Anwendungsbeispiels Pick-and-Place-Maschine konnten die entwickelten Modelle validiert werden. Das Beispiel zeigt die gute Anwendbarkeit der Modelle. Unter Nutzung des Beispiels konnten die Vorteile der parametrischen Modellbeschreibung erörtert werden. Weiter-

hin konnten anhand des Beispiels auch Grenzen aufgezeigt werden. Dies betrifft vor allem die Anregungsmechanismen, die Körperschallübertragung in Komponenten mit mehreren Koppelstellen und die Körperschallübertragung an Kopplungen. Hier besteht weiterhin großer Forschungsbedarf.

Mit den entwickelten Komponentenmodellen wurde ein Beitrag zur Nutzung in Echtzeit berechneter akustischer Produkteigenschaften in der VR geleistet. Durch die parametrische Beschreibung der Modelle kann das Produktverhalten über die Produktmerkmale sowie Potential- und Flussgrößen durch den Konstrukteur innerhalb der Modellgrenzen beeinflusst werden. Die Komponentenmodelle wurden für weitere technische Systeme in MATLAB/Simulink Toolboxes abgelegt. Diese lassen sich mittels „Drag & Drop“ in MATLAB/Simulink-Modelle einfügen. Im Ergebnis liegt eine systematische Beschreibung zur Erstellung audiovisueller VR-Modelle und zur Bestimmung der notwendigen Parameter vor. Das Ergebnis betrifft Modelle für die Auralisierung empirisch erfasster oder vorausberechneter akustischer Produkteigenschaften zusammen mit der Visualisierung der Gestaltbeschreibung, sowie auch Modelle für die Echtzeitsimulation der akustischen Produkteigenschaften. Mehrere Demonstratoren und Softwarebibliotheken dienen als Grundlage für weiterführende Arbeiten.

Im Rahmen dieser Arbeit war es nicht möglich, die direkte und indirekte Schallabstrahlung zu untersuchen. Diese muss in weiteren Arbeiten diskutiert werden. Die bekannten Ansätze müssen auf Echtzeitfähigkeit und die Möglichkeit zur Anwendung bei technischen Systemen untersucht sowie ggf. für die Nutzung in der VR erweitert werden.

Aufgrund der während der Arbeit verfügbaren Messtechnik mussten die Untersuchungen auf eine Schwingungsrichtung und auf translatorische Schwingungen für einen eingeschränkten Frequenzbereich begrenzt werden. In weiteren Arbeiten sollten die entwickelten Methoden und Modelle auf mehrdimensionale Schwingungen erweitert werden.

A Anhang

A.1 Vierpolmodell für einen Ein-Massen-Schwinger

Die Abbildung A.1 zeigt das mechanische Modell eines gedämpften Ein-Massen-Schwingers mit Anregung an der Masse. Unter Annahme einer harmonisch angeregten Schwingung kann das Signalfussmodell der Vierpole für komplexe Größen nach Abbildung A.2 erstellt werden.

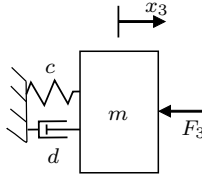


Abbildung A.1: Mechanisches Modell eines Ein-Massen-Schwingers

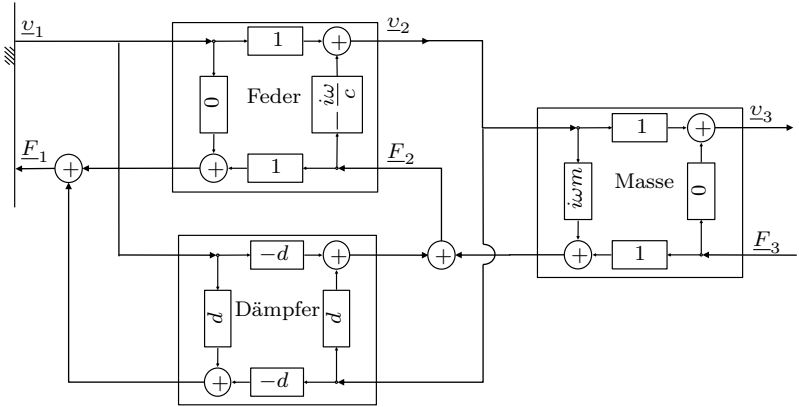


Abbildung A.2: Signalfussmodell eines Ein-Massen-Schwingers

Es lässt sich leicht zeigen, dass das Signalfussmodell die Bewegungsdifferentialgleichung eines Ein-Massen-Schwingers beschreibt:

$$i\omega m v_3 + d(v_3 - v_1) + \frac{c}{i\omega} (v_3 - v_1) = -F_3 \quad (\text{A.1})$$

mit $\underline{v}_1 = 0$ folgt:

$$i\omega m \underline{v}_3 + d\underline{v}_3 + \frac{c}{i\omega} \underline{v}_3 = -\underline{F}_3 \quad (\text{A.2})$$

A.2 Lebedev-Quadratur und Eigenfunktionsamplituden

Die Anzahl der Quadraturpunkte muss entsprechend der relevanten Grenzfrequenz f_g festgelegt werden. Die Anzahl der Quadraturpunkte bestimmt sich zu [Sch07b]:

$$A_P \geq \frac{4}{3} \left(\frac{2\pi f_g}{c_S} r + 1 \right)^2 \quad (\text{A.3})$$

mit r dem Kugelradius.

Die Eigenfunktionsamplituden angenommener Monopole berechnen sich nach [Gir96] mit:

$$\underline{A}_{l,m}(f, r) = ik \underline{\Upsilon}_{l,m}^*(\vartheta, \varphi) j_l(kr) \quad \text{mit } l \geq 0 \quad \text{und} \quad -l \leq m \leq l \quad (\text{A.4})$$

mit $\underline{\Upsilon}_{l,m}(\vartheta, \varphi)$ - Sphärische Harmonische, j_m - Sphärische Besselfunktionen der Ordnung m .

Die Eigenfunktionsamplituden des Schallfeldes lassen sich nach [Gir96] bestimmen zu:

$$\tilde{\underline{\Psi}}_{l,m}(f) = \frac{1}{h_l(kr)} \int_0^{2\pi} \int_0^\pi \underline{p}(r, \vartheta, \varphi, f) \underline{\Upsilon}_{l,m}^*(\vartheta, \varphi) \sin \vartheta d\vartheta d\varphi \quad (\text{A.5})$$

$$\text{mit } l \geq 0 \quad \text{und} \quad -l \leq m \leq l$$

mit h_l - Sphärische Hankelfunktion der Ordnung l .

Messtechnisch wird der Schalldruck auf einer Kugel an diskreten Punkten bestimmt. Die Punkte sind nach der Lebedev-Quadratur [Leb99] definiert. Die approximierten Eigenfunktionsamplituden des Schallfeldes lassen sich unter Nutzung einer Lebedev-Quadratur mit A_P Quadraturpunkten nach [Sch07b] bestimmen zu:

$$\underline{\Psi}_{l,m}(f) = \frac{1}{h_l(kr)} \sum_{n=1}^{A_P} w_n \underline{p}(r, \vartheta_n, \varphi_n, f) \underline{\Upsilon}_{l,m}^*(\vartheta_n, \varphi_n) \quad (\text{A.6})$$

w sind die Wichtungen entsprechend der Quadratur [DG07].

Die Polynome vom Typ Sphärische Harmonische $\underline{\Upsilon}_{l,m}$ sind folgender-

maßen definiert [Gir96]:

$$\underline{\mathcal{Y}}_{l,m}(\vartheta, \varphi) = \sqrt{\frac{(2l+1)}{4\pi} \frac{(l-m)!}{(l+m)!}} P_l^m(\cos \vartheta) e^{im\varphi} \quad (A.7)$$

$$l \geq 0 \quad \text{und} \quad -l \leq m \leq l$$

mit den Legendre-Polynomen:

$$P_l^m(x) = (-1)^m (1-x^2)^{\frac{m}{2}} \frac{d^m}{dx^m} P_l(x) \quad \text{mit} \quad m \geq 0, x \in [-1, 1] \quad (A.8)$$

mit der Rodrigues Gleichung:

$$P_l(x) = \frac{1}{2^l l!} \frac{d^l}{dx^l} (x^2 - 1)^l \quad (A.9)$$

Für die Sphärischen Harmonischen gilt weiterhin:

$$\underline{\mathcal{Y}}_{l,-m}(\vartheta, \varphi) = (-1)^m \underline{\mathcal{Y}}_{l,m}^*(\vartheta, \varphi). \quad (A.10)$$

Somit können die Sphärischen Harmonischen für $m < 0$ bestimmt werden.

A.3 Lösung der Schwingungsgleichungen für die angeregte Welle

Die allgemeine Lösung lautet:

$$w(x, t) = \begin{cases} w_1(x, t), & x \in [0, l_1] \\ w_2(x, t), & x \in [l_1, l_1 + l_2] \end{cases}, t \in \mathbb{R}_{\geq 0} \quad (\text{A.11})$$

$$w_1(x, t) = w_1(x)T_1(t) = (A_1 \cos(\mu x) + B_1 \sin(\mu x) + C_1 \cosh(\mu x) + D_1 \sinh(\mu x)) T_1(t) \quad (\text{A.12})$$

$$w_2(x, t) = w_2(x)T_2(t) = (A_2 \cos(\mu x) + B_2 \sin(\mu x) + C_2 \cosh(\mu x) + D_2 \sinh(\mu x)) T_2(t) \quad (\text{A.13})$$

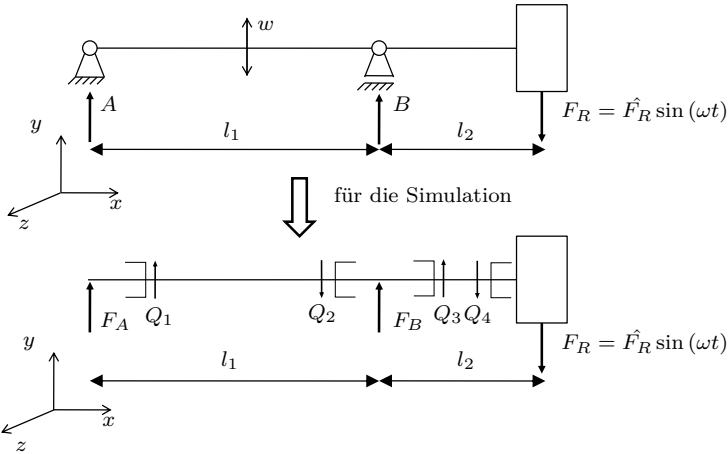


Abbildung A.3: Modell einer Welle mit Kraftanregung über eine Riemenscheibe

Die zugehörigen acht Randbedingungen lauten:

$$\begin{aligned} I. \quad & M_{bz}(0, t) = 0 \Rightarrow w_1''(0, t) = 0 \\ & \Rightarrow \mu^2 (-A_1 T_1 \cos(\mu 0) - B_1 T_1 \sin(\mu 0) + C_1 T_1 \cosh(\mu 0) + D_1 T_1 \sinh(\mu 0)) = 0 \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

$$\begin{aligned} II. \quad & Q_1(0, t) + F_A(0, t) = 0 \\ & \Rightarrow EI_z w_1'''(0, t) = F_A(0, t) \\ & \Rightarrow EI_z \mu^3 (A_1 T_1 \sin(0) - B_1 T_1 \cos(0) + C_1 T_1 \sinh(0) + D_1 T_1 \cosh(0)) = F_A(0, t) \end{aligned} \quad (\text{A.15})$$

$$\begin{aligned}
III. \quad & -Q_2(l_1, t) + F_B(l_1, t) + Q_3(l_1, t) = 0 \\
& \Rightarrow -EI_z w_1'''(l_1, t) + EI_z w_2'''(l_1, t) = F_B(l_1, t) \\
& \Rightarrow EI_z \mu^3 (-A_1 T_1 \sin(\mu l_1) + B_1 T_1 \cos(\mu l_1) - C_1 T_1 \sinh(\mu l_1) - D_1 T_1 \cosh(\mu l_1) \\
& \quad + A_2 T_2 \sin(\mu l_1) - B_2 T_2 \cos(\mu l_1) + C_2 T_2 \sinh(\mu l_1) + \\
& \quad D_2 T_2 \cosh(\mu l_1)) = F_B(l_1, t)
\end{aligned} \tag{A.16}$$

$$\begin{aligned}
IV. \quad & -Q_4(l_1 + l_2, t) - F_R(l_1 + l_2, t) = 0 \\
& \Rightarrow EI_z w_2'''(l_1 + l_2, t) = F_R(l_1 + l_2, t) \\
& \Rightarrow EI_z \mu^3 (A_2 T_2 \sin(\mu (l_1 + l_2)) - B_2 T_2 \cos(\mu (l_1 + l_2)) + C_2 T_2 \sinh(\mu (l_1 + l_2)) \\
& \quad + D_2 T_2 \cosh(\mu (l_1 + l_2))) = F_R(l_1 + l_2, t)
\end{aligned} \tag{A.17}$$

$$\begin{aligned}
V. \quad & M_{bz}(l_1 + l_2, t) = 0 \Rightarrow w_2''(l_1 + l_2, t) = 0 \\
& \Rightarrow \mu^2 (-A_2 T_2 \cos(\mu (l_1 + l_2)) - B_2 T_2 \sin(\mu (l_1 + l_2)) + C_2 T_2 \cosh(\mu (l_1 + l_2)) \\
& \quad + D_2 T_2 \sinh(\mu (l_1 + l_2))) = 0
\end{aligned} \tag{A.18}$$

$$\begin{aligned}
VI. \quad & w_1(l_1, t) = w_2(l_1, t) \Rightarrow w_1(l_1, t) - w_2(l_1, t) = 0 \\
& \Rightarrow A_1 T_1 \cos(\mu l_1) + B_1 T_1 \sin(\mu l_1) + C_1 T_1 \cosh(\mu l_1) + D_1 T_1 \sinh(\mu l_1) \\
& \quad - A_2 T_2 \cos(\mu l_1) - B_2 T_2 \sin(\mu l_1) - C_2 T_2 \cosh(\mu l_1) - D_2 T_2 \sinh(\mu l_1) = 0
\end{aligned} \tag{A.19}$$

$$\begin{aligned}
VII. \quad & w_1'(l_1, t) = w_2'(l_1, t) \Rightarrow w_1'(l_1, t) - w_2'(l_1, t) = 0 \\
& \Rightarrow \mu (-A_1 T_1 \sin(\mu l_1) + B_1 T_1 \cos(\mu l_1) + C_1 T_1 \sinh(\mu l_1) + D_1 T_1 \cosh(\mu l_1) \\
& \quad + A_2 T_2 \sin(\mu l_1) - B_2 T_2 \cos(\mu l_1) - C_2 T_2 \sinh(\mu l_1) - D_2 T_2 \cosh(\mu l_1)) = 0
\end{aligned} \tag{A.20}$$

$$\begin{aligned}
VIII. \quad & w_1''(l_1, t) = w_2''(l_1, t) \Rightarrow w_1''(l_1, t) - w_2''(l_1, t) = 0 \\
& \Rightarrow \mu^2 (-A_1 T_1 \cos(\mu l_1) - B_1 T_1 \sin(\mu l_1) + C_1 T_1 \cosh(\mu l_1) + D_1 T_1 \sinh(\mu l_1) \\
& \quad + A_2 T_2 \cos(\mu l_1) + B_2 T_2 \sin(\mu l_1) - C_2 T_2 \cosh(\mu l_1) - D_2 T_2 \sinh(\mu l_1)) = 0
\end{aligned} \tag{A.21}$$

Durch Einbeziehung der Rand- und Übergangsbedingungen kann bei harmonischer Anregung folgendes Gleichungssystem aufgestellt werden:

$$\begin{pmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ -\sin(\mu l_1) & \cos(\mu l_1) & -\sinh(\mu l_1) & -\cosh(\mu l_1) \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cos(\mu l_1) & \sin(\mu l_1) & \cosh(\mu l_1) & \sinh(\mu l_1) \\ -\sin(\mu l_1) & \cos(\mu l_1) & \sinh(\mu l_1) & \cosh(\mu l_1) \\ -\cos(\mu l_1) & -\sin(\mu l_1) & \cosh(\mu l_1) & \sinh(\mu l_1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 T_1 & B_1 T_1 & 0 & 0 \\ B_1 T_1 & C_1 T_1 & \cosh(\mu l_1) & 0 \\ D_1 T_1 & A_2 T_2 & \cosh(\mu(l_1 + l_2)) & \cosh(\mu(l_1 + l_2)) \\ B_2 T_2 & C_2 T_2 & \sinh(\mu(l_1 + l_2)) & -\sinh(\mu l_1) \\ C_2 T_2 & D_2 T_2 & -\cosh(\mu l_1) & -\sinh(\mu l_1) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 & \frac{F_A(0,t)}{EI_z \mu^3} \\ \frac{EI_z \mu^3}{FB(l_1, t)} & \frac{EI_z \mu^3}{FR(l_1 + l_2, t)} \\ \frac{EI_z \mu^3}{FR(l_1 + l_2, t)} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.22})$$

oder kurz:

$$\Phi V = F_R \quad (\text{A.23})$$

Durch Lösen des Gleichungssystems werden die frequenzabhängigen Parameter A_1 bis D_2 ($\forall t$, aber t fix) bestimmt:

$$V = \text{inv}(\Phi)F_R \quad (\text{A.24})$$

Durch Einsetzen der Parameter A_1 bis D_2 in die Gleichungen (A.12) und (A.13) lassen sich die Bewegungsgleichungen in den beiden Bereichen in Folge der Kraftanregung berechnen.

A.4 Vierpolparameter der Blechkopplung

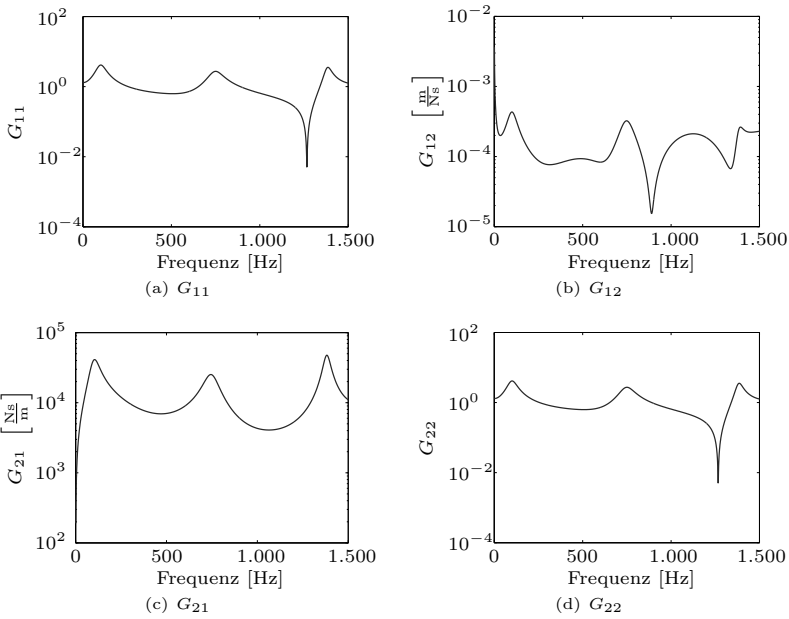


Abbildung A.4: Vierpolparameter der Einzelbleche

A.5 Ergebnisse der Rauheitsmessung auf der Blechoberfläche

Die Oberflächen wurden mit dem Profilometer „TalySurf Serie 2“ der Firma Taylor Hobson des Fachgebietes Metallische Werkstoffe und Verbundwerkstoffe gemessen.

Blech 1 - R/18x0.25mm/G/100/LS-Gerade

Blech 1 - 4.9mm/FTS-S 50F 3D

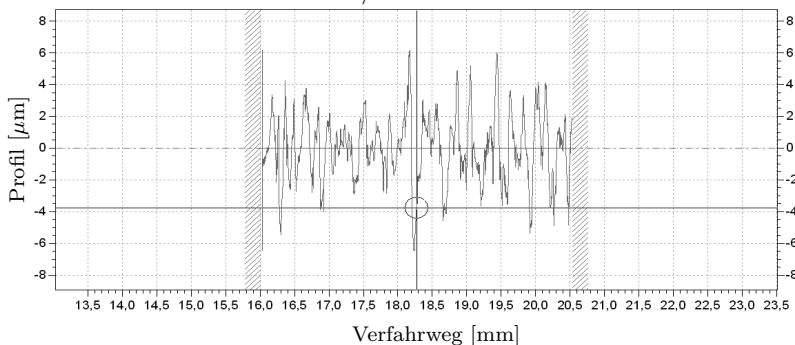


Abbildung A.5: Ergebnisse der Rauheitsmessung auf der Blechoberfläche

Rauheitskennwerte:

- $R_a = 1,6304\mu\text{m}$
- $R_q = 2,1108\mu\text{m}$
- $R_z = 7,3951\mu\text{m}$

A.6 Parameter zur Bestimmung der Normalsteifigkeit

Der Zahlenfaktor k_τ bestimmt sich zu [Kra82]:

$$k_\tau = \frac{\Gamma(\tau + 1)}{\Gamma(\tau + \frac{3}{2})} \quad (\text{A.25})$$

mit der Gammafunktion Γ .

Der Kehrwert Θ des äquivalenten Elastizitätsmoduls lässt sich berechnen mit:

$$\Theta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad [\Theta] = \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \quad (\text{A.26})$$

Dabei sind E das Elastizitätsmodul ($[E] = \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$) und ν die Querkontraktionszahl der Komponenten am Kontakt.

Tabelle A.1: Kenngrößen der Oberflächenrauheit [Kra82] (Auszug)

Bearbeitungsart	R_a in μm	h_{max} in μm	r in μm	B	τ
Zylinderfräsen	2,5 ... 1,25	16 ... 8	45	1,6	2,35
	1,25 ... 0,63	8 ... 4	80	1,65	2,25
Stirnfräsen	2,5 ... 1,25	16 ... 8	900	0,55	1,65
	1,25 ... 0,63	8 ... 4	1350	0,6	1,4
Hobeln	2,5 ... 1,25	16 ... 8	230	2,00	2,00
	1,25 ... 0,63	8 ... 4	400	2,1	1,95
Drehen	2,5 ... 1,25	16 ... 8	20	1,4	1,95
	1,25 ... 0,63	8 ... 4	35	1,8	1,80
Bohren	2,5 ... 1,25	16 ... 8	23	0,7	1,40
	1,25 ... 0,63	8 ... 4	40	1,4	1,30
Flachschleifen	2,5 ... 1,25	16 ... 8	100	0,9	1,95
	1,25 ... 0,63	8 ... 4	180	0,95	1,85

A.7 Technische Parameter der Pick-and-Place-Maschine

Tabelle A.2: Technische Parameter der Pick-and-Place-Maschine

Elemente	Beschreibung
Zahnradpaar	Ritzel: Modul = 2 mm Breite = 20 mm $z_1 = 48$ Rad: Modul = 2 mm Breite = 20 mm $z_2 = 24$
Zahnriemengetriebe 1	Scheibe 1: AT5 $z_1 = 20$ Scheibe 2: AT5 $z_2 = 48$ Riemen: AT5 Länge 500mm
Zahnriemengetriebe 2	Scheibe: AT5 $z = 34$ Riemen: AT5 Länge 610 mm
Zahnriemengetriebe 3	Scheibe: AT5 $z = 17$ Riemen: AT5 Länge 305 mm
Kugellager	Lager 1: DIN 625 T1 - 6001 Lager 2: DIN 625 T1 - 6002
Führungen	Führung 1: Kugelumlaufführung THK - RSR 15N Führung 2: Kugelumlaufführung THK - RSR 20N

A.8 Verwendete Messhardware

- Sensoren: ICP Accelerometer 352C34 (50 g, $100 \frac{\text{mV}}{\text{g}}$, Frequenzbereich 0,5 – 10.000 Hz) von PCB Piezotronics
- Impulshammer: 5850 B (Sensitivität 10: $10 \frac{\text{mV}}{\text{Lbf}} = 2,25 \frac{\text{mV}}{\text{N}}$) von Dytran Instruments Incorporated
- Seilzugsensor: WPS-500-MK30 von der Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG

A.9 Parameter für die Steifigkeitsberechnung an Kugellagern

Für die Bestimmung der Hertzschen Pressung zwischen den Wälzkörpern am Kugellager und den Schalen werden Hilfsradien benötigt. Dabei gilt mit den Krümmungsradien r_1, r'_1, r_2, r'_2 für die Ersatzradien r, r' der Zusammenhang (siehe Abbildung A.6) [Wei03]:

$$\frac{1}{r'} + \frac{1}{r} = \frac{2}{r_1} - \frac{1}{r'_2} + \frac{1}{r_2} \quad (\text{A.27})$$

$$\frac{1}{r'} - \frac{1}{r} = \frac{1}{r'_2} + \frac{1}{r_2} \quad (\text{A.28})$$

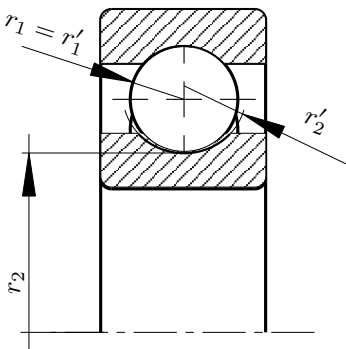


Abbildung A.6: Radien am Kugellager nach [Wei03]

Aus den Ersatzradien lässt sich für Kugellager der Hilfswinkel θ bestimmen:

$$\cos \theta = \frac{\frac{1}{r'_2} + \frac{1}{r_2}}{\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r'_2} + \frac{1}{r_2}} \quad (\text{A.29})$$

Mit dem Hilfswinkel können die Hilfskoeffizienten ermittelt werden (siehe Tabelle A.3).

Tabelle A.3: Hilfskoeffizienten zur Berechnung der Kugellagersteifigkeit nach [Wei03]

$\theta [^\circ]$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ζ	1	1,128	1,284	1,486	1,754	2,136	2,731	3,778	6,612
ψ	1	1,12	1,25	1,39	1,55	1,74	1,98	2,3	2,8

Der Koeffizient E repräsentiert das effektive Elastizitätsmodul:

$$E = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad [E] = \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{A.30})$$

A.10 Parameter für die Steifigkeitsberechnung an Zahnradgetrieben

Bestimmung der relativen Steifigkeit nach [Zie71]:

$$\begin{aligned}
 c'_{max} = & 0,188a^{-0,0344}(0,0467|x_{ges}|(2,5-i)(1-\xi)+1,3) \\
 & (0,303\ln(z_1+z_2)-0,07)(1,318-0,0183i) \\
 & (0,25\frac{r_F}{m_n}+1,2)(8,95*10^{-4}\alpha_w^2+0,942) \\
 & (-1,25*10^{-4}\beta^2-9,75*10^{-3}\beta+1,58)(2,502-1,03\frac{h_W}{m_n}) \\
 & (1-0,02x_{ges}^2)e^{0,25x_{ges}} \\
 & (0,946+0,003\frac{P_s}{b})(1,543-0,0342\frac{b}{m_n})(1,0-0,12(\xi-0,5)^2) \\
 & \frac{1}{0,855+0,2845\frac{b}{b_R}} \quad [c'_{max}] = \frac{kp}{mm \mu m}
 \end{aligned}
 \tag{A.31}$$

Tabelle A.4: Geometrische Parameter für die Berechnung der Zahnsteifigkeit nach [Zie71]

Geometrische Parameter	Symbol und Bestimmung
Normalmodul	m_n
Zähnezahl	z
Verzahnungsbreite	b
Radkörperbreite	b_R
Übersetzung	$i = \frac{z_2}{z_1} \geq 1$
Achsabstand	a
Normaleingriffswinkel	α_w
Schrägungswinkel	β
Summe der Profilverschiebungen	$x_{ges} = x_1 + x_2$
Verhältnis der Profilverschiebungen	$\xi = \frac{x_2}{x_1}$ für $x_1 \geq x_2, x_1 \neq 0$
Fußausrundung	$\frac{r_F}{m_n}$
Werkzeugkopfhöhe	$\frac{h_W}{m_n}$
Spezifische Belastung	$\frac{P_s}{b}$

$$\begin{aligned}
c'_{min} = & 6250(0,336 - 1,11 * 10^{-5}a)(0,02 |x_{ges}| (2,5 - i)(1 - \xi) + 0,335) \\
& (0,271 + 7 * 10^{-4}(z_1 + z_2))(0,343 - 8,3 * 10^{-3}i) \\
& (0,327 + 0,02 \frac{r_F}{m_n})(0,285 + 2,5 * 10^{-3}\alpha_w) \\
& (0,475 - 0,12 \frac{h_W}{m_n})e^{0,53x_{ges}}(0,946 + 0,003 \frac{P_s}{b}) \\
& \frac{1}{(0,0483\beta^{1,2} + 0,9) \left(0,942 + 0,1138 \frac{b}{b_R}\right) \left(0,291 \frac{b}{m_n} + 0,933\right)} \\
[c'_{min}] = & \frac{kp}{mm \mu m}
\end{aligned}
\tag{A.32}$$

Literaturverzeichnis

- [Aic07] AICHNER, Robert: *Acoustic Blind Source Separation in Reverberant and Noisy Environments*, Dissertation, Universitätsbibliothek der Universität Erlangen-Nürnberg (2007)
- [Alb87] ALBERT, Mathias und KÖTTRITSCH, Hubert: *Wälzlager: Theorie und Praxis*, Springer, Wien (1987)
- [And09] ANDERL, Reiner; KOBZA, Lucia und NATTERMANN, Roland: Ansatz zur Visualisierung von Unsicherheiten in immersiver Arbeitsumgebung, in: Jürgen Gausemeier und Michael Grafe (Herausgeber) *8. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung*, Bd. 211, Paderborn (2009)
- [Ans69] ANSCHÜTZ, F.; FRITSCH, M.; HÖHNE, G.; LANGBEIN, P.; MEHLBERG, H. und OTTE, V.: *Grundlegende Bemerkungen zum konstruktiven Entwicklungsprozeß*, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (1969)
- [Bad07] BADER, Daniel: *Entwicklung einer flexiblen akustischen Messmethode zur Detektierung von verzahnungstechnischen Qualitätsproblemen*, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (2007)
- [Bal09] BALLAS, Rüdiger G.; PFEIFER, Günther und WERTHSCHÜTZKY, Roland: *Elektromechanische Systeme der Mikrotechnik und Mechatronik. Dynamischer Entwurf - Grundlagen und Anwendungen*, Springer, Berlin [u.a.], 2. Aufl. (2009)
- [Bec04] BECKMANN, H.-W.; DRAIER, R.; ESTORFF, O.; KLAMT, K.; MARKIEWICZ, M. und O., Zaleski: Modellierung eines Waschautomaten für vibroakustische Untersuchungen, in: Günter Müller und Georg Scheuerer (Herausgeber) *22nd CAD-FEM Users Meeting 2004* (2004)
- [Beg00] BEGAULT, Durand R.: *3-D sound for virtual reality and multimedia*, Academic Press Professional, San Diego, CA, USA (2000)
- [Bei98] BEIER, Ekkehard: Modellierung hierarchischer Strukturen in VR-Applikationen, in: *4. Workshop "Multimediale Informations- und Kommunikationssysteme"*, Technische Universität Ilmenau (1998)
- [Ber93] BERKHOUT, A. J.; DE VRIES, D. und VOGEL, P.: Acoustic control by wave field synthesis. *The Journal of the Acoustical Society of America* (1993), Bd. 93(5): S. 2764–2778, doi: 10.1121/1.405852
- [Ber08] BERSSENBRÜGGE, Jan; KREFT, Sven und GAUSEMEIER, Jürgen: Using a Virtual Reality-based Night Drive Simulator as a Tool for the Virtual Prototyping of an Advanced Leveling Light System, in: Souran Manoochehri; Jahangir Rastegar und Qiaode Jeffrey Ge (Herausgeber) *IDETC/CIE 2008 ASME 2008 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, New York City, NY, USA (2008)

- [Böh09] BÖHME, T.; KENNEL, M.; SCHUMANN, M. und WINGE, A.: Automatisierte Erstellung domänenübergreifender Modelle und echtzeitfähige Kopplung von Simulation, Visualisierung und realen Steuerungen, in: Michael Grafe Jürgen Gausemeier (Herausgeber) *8. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung*, Paderborn (2009), S. 155–172
- [Bir02] BIRKNER, Christian: *Surround. Einführung in die Mehrkanalton-Technik ; das Audioformat der Zukunft ; Standards - Aufnahmepraxis - Weiterverarbeitung*, Ein Fachbuch von PPV-Medien, PPV, Presse-Project-Verl.-GmbH, Bergkirchen (2002)
- [Bla01] BLAUERT, Jens: *Spatial hearing. The psychophysics of human sound localization*, MIT Press, Cambridge, Mass, 3 Aufl. (2001)
- [Bon09] BONHOFF, H.A. und PETERSSON, B.A.T.: The influence of strong cross-order terms in interface mobilities for structure-borne sound source characterization, in: *NOVEM2009*, Oxford, UK (2009)
- [Bon10] BONHOFF, Hannes A: *The influence and significance of cross-order terms in interface mobilities for structure-borne sound source characterization*, Dissertation, Technische Universität Berlin (2010)
- [Bor03] BORK, Ingolf und KERN, Marcus: Simulation der Schallabstrahlung eines Flügels, in: *DAGA - Fortschritte der Akustik*, Aachen (2003), S. 516–517
- [Brä98] BRÄNDLEIN, Johannes: *Die Wälzlagerpraxis : Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*, Vereinigte Fachverl., Mainz, 3. Aufl. (1998)
- [Bra04a] BRANDENBURG, K.; BRIX, S. und SPORER, T.: Wave field synthesis: New possibilities for large-scale immersive sound reinforcement, in: *ICA 2004, the 18th International Congress on Acoustics*, Kyoto, Japan. Tokyo (2004), S. 507–508
- [Bra04b] BRANDENBURG, Karlheinz; BRIX, Sandra und SPORER, Thomas: Wave field synthesis: from research to applications, in: *EUSIPCO - European Signal Processing Conference*, Bd. 2, Wien (2004), S. 1369–1376
- [Bra09] BRANDENBURG, Karlheinz; BRIX, Sandra und SPORER, Thomas: Wave field synthesis, in: *3DTV-Conference: The True Vision - Capture, Transmission and Display of 3D Video* (2009), S. 1–4, doi: 10.1109/3DTV.2009.5069680
- [Bri97] BRIGOLA, Rolf: *Fourieranalysis, Distributionen und Anwendungen. Ein Einstieg für Ingenieure, Naturwissenschaftler und Mathematiker; mit Übungsaufgaben*, Vieweg Lehrbuch : Angewandte Mathematik, Vieweg, Braunschweig (1997)
- [Bri09a] BRILL, Manfred: *Virtuelle Realität*, Informatik im Fokus, Springer, Berlin [u.a.] (2009)
- [Bri09b] BRIX, Sandra; BRIX, Torsten und SLADCEZEK, Christoph: Wave field synthesis for virtual prototyping in VR systems, in: Margareta Norell Bergendahl; Martin Grimheden und Larry Leifer (Herausgeber) *17th*

- International Conference on Engineering Design*, Bd. 4, Stanford (2009), S. 345–354
- [Bri10] BRIX, Sandra; SLADCEK, Christoph; BRIX, Thorsten; HUSUNG, Stephan und WEBER, Christian: Realitätsnahe Reproduktion akustischer Produkteigenschaften für das Virtual Engineering der Zukunft, in: Michael Schenk (Herausgeber) *13. IFF-Wissenschaftstage: Digitales Engineering und virtuelle Techniken zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme*, Magdeburg (2010), S. 268–271
- [Bro08] BROMMUNDT, Eberhard und SACHAU, Delf: *Schwingungslehre: Mit Maschinendynamik; mit 286 Aufgaben*, Teubner, Wiesbaden, 1 Aufl. (2008)
- [Böt95] BÖTTGER, Axel: *Lärminderung von Polyurethanzahnriemen-Getrieben*, Dissertation, Technische Universität Dresden (1995)
- [Buc89] BUCZKOWSKI, Ryszard und ALTENBACH, Johannes: Numerische Berechnung zweidimensionaler Kontaktaufgaben mit Berücksichtigung der nichtlinearen Eigenschaften der Kontaktzone. *Technische Mechanik* (1989), Bd. 10(3)
- [Bur03] BURDEA, Grigore C und COIFFET, Philippe: *Virtual Reality Technology*, Wiley, Hoboken, NJ, 2 Aufl. (2003)
- [Bur08] BURKHARDT, Florian: *Ausbildungsmaterial für den Bereich "Virtual Reality in der Produktentwicklung"*, Studienarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Konstruktionstechnik (2008)
- [Cal01] CALLEGARI, M. und CANNELLA, F.: Lumped-parameter model of timing belt transmissions, in: *15th AIMETA Congress of Theoretical and Applied Mechanics*, Taormina, Italy (2001)
- [Cal03] CALLEGARI, M.; CANNELLA, F. und FERRI, G.: Multi-body modelling of timing belt dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* (2003), Bd. 217(1): S. 63–75, 10.1243/146441903763049450
- [CN92] CRUZ-NEIRA, Carolina; SANDIN, Daniel J.; DEFANTI, Thomas A.; KENYON, Robert V. und HART, John C.: The CAVE: audio visual experience automatic virtual environment. *Communications of the ACM* (1992), Bd. 35(6): S. 64–72, doi: 10.1145/129888.129892
- [Cor07] CORTEEL, Etienne: Synthesis of directional sources using wave field synthesis, possibilities, and limitations. *EURASIP Journal on Advances in Signal Processing* (2007), Bd. 2007(1), doi:10.1155/2007/90509
- [Cre96] CREMER, Lothar und HECKL, Manfred: *Körperschall: Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*, Springer, Berlin (1996)
- [Dam07] DAMM, Norman: *Usability Engineering für Virtual Reality Systeme. Fallstudie: Eingabegeräte in der Konstruktionstechnik*, Diplomarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Medienproduktion (2007)
- [DEG04] Deutsche Gesellschaft für Akustik: *Akustische Wellen und Felder* (2004)

- [Dem02] DEMMERER, Stephan: *Simulation von Schallfeldern am Kraftfahrzeug*, Dissertation, Technischen Universität München (2002)
- [DG07] DEL GALDO, Giovanni: *Geometry-based channel modeling for multi-user MIMO systems and applications*, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (2007)
- [Dic08] DICKREITER, Michael: *Handbuch der Tonstudientechnik*, Bd. 1, Saur, München, 7. Aufl. (2008)
- [Die01] DIETZ, Peter und GUMMERSBACH, Frank: *Systematische Zusammenstellung maschinenakustischer Konstruktionsbeispiele*, Lärmarm konstruieren, Wirtschaftsverlag NW Verlag für neue Wissenschaft, Bremerhaven (2001)
- [Die06] DIECKHOFF, Tobias: *Aufbau und Test eines modularen Diagnose-Tools für die End-of-Line-Kontrolle von Zahnrädern*, Diplomarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik (2006)
- [DIN84] DIN 45635 Teil 1: Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallemission, Hüllflächen-Verfahren; Rahmenverfahren für 3 Genauigkeitsklassen (1984)
- [DIN85] DIN 45635 Teil 8: Geräuschmessung an Maschinen - Luftschallemission - Körperschallmessung - Rahmenverfahren (1985)
- [DIN00] DIN 1311-3 Schwingungen und schwingungsfähige Systeme - Teil 3: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit endlich vielen Freiheitsgraden (2000)
- [DIN09] DIN 1320: Akustik - Begriffe (2009)
- [Dos89] DOSSING, Ole: *Strukturen Prüfen Teil 1: Mechanische Beweglichkeitsmessung* (Brüel & Kjaer) (1989)
- [DP06] DE PASCALE, Maurizio; FORMAGLIO, Allesandro und PRATTICHIZZO, Domenico: A mobile platform for haptic grasping in large environments. *Virtual Reality* (2006), Bd. 10(1): S. 11–23, doi: 10.1007/s10055-006-0026-6
- [Dre05] DRESIG, Hans und HOLZWEISSIG, Franz: *Maschinendynamik*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 6. Aufl. (2005)
- [Dre06] DRESIG, Hans: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*, Springer, Berlin, 2. Aufl. (2006)
- [Est00] ESTORFF, Otto von: *Boundary elements in acoustics: Advances and applications*, Bd. 9, WIT Press, Southampton (2000)
- [Est03] ESTORFF, Otto von und ZALESKI, Olgierd: Efficient acoustic calculations by the BEM and frequency interpolated transfer functions. *Engineering Analysis with Boundary Elements* (2003), Bd. 27(7): S. 683–694, doi: 10.1016/S0955-7997(03)00023-7
- [Est04] ESTORFF, Otto von; MARKIEWICZ, Marian; MAY, Ralf J. und ZALESKI, Olgierd: Sound Radiation of a Gear Box Using Acoustic Transfer Functions, in: *DAGA - Fortschritte der Akustik*, Bd. 30, Straßburg (2004), S. 3–4

- [Est08a] ESTORFF, O. von; MARKIEWICZ, M. und ZALESKI, O.: Validation of Numerical Methods in Acoustics: What can we expect?, in: F. Magoulès (Herausgeber) *Computational Methods for Acoustics Problems*, Saxe-Coburg Publications, Stirlingshire, UK (2008), S. 295–332, doi:10.4203/csets.18.11
- [Est08b] ESTORFF, Otto von: Challenges in Technical Acoustics: What can be computed today, in: *LS-DYNA Anwenderforum*, Bamberg (2008)
- [Ewi00] EWINS, David John: *Modal testing : theory, practice and application*, Mechanical engineering research studies : Engineering dynamics series, Research Studies Press, Baldock, 2. Aufl. (2000)
- [FC99] FAIRLIE-CLARKE, A.: Force as a flow variable. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* (1999), Bd. 213(1): S. 77–81, doi: 10.1243/0959651991540403
- [Fec04] FECHLER, Jens: *Rechnergestützte maschinenakustische Analyse eines Verbrennungsmotor-Getriebe-Systems*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (2004)
- [Fin00] FINDEISEN, Dietmar: *System dynamics and mechanical vibrations. An Introduction*, Springer, Berlin [u.a.] (2000)
- [Fra08] FRANCK, Sebastian Andreas: *Finite-Elemente-Methoden, Lösungsalgorithmen und Werkzeuge für die akustische Simulationstechnik*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (2008)
- [Fre90] FREITAG, Horst: *Einführung in die Zweitortheorie. Mit 34 Beispielen und 12 Tafeln*, Teubner-Studienskripten ; 64 : Elektrotechnik, Teubner, Stuttgart, 4. Aufl. (1990)
- [Fre97] FREDEL, Sandra Christina de Buone: *Ermittlung von Geräuschquellen in Keilrippenriemengetrieben und Maßnahmen zur Optimierung des Lauf- und Geräuschverhaltens*, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (1997)
- [Fre08] FREY, Thomas und BOSSERT, Martin: *Signal- und Systemtheorie*, Vieweg + Teubner, Wiesbaden (2008)
- [Fri08] FRITZ, Frauke: *Dexterous manipulation of virtual objects in VR through data gloves*, Diplomarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Medienproduktion (2008)
- [Ful99] FULFORD, R. A. und GIBBS, B. M.: Structure-borne sound power and source characterization in multi-point-connected systems, part 2: About mobility functions and free velocities. *Journal of Sound and Vibration* (1999), Bd. 220(2): S. 203–224, doi: 10.1006/jsvi.1998.1938
- [Gau01] GAUSEMEIER, Jürgen; EBBESMEYER, Peter und KALLMEYER, Ferdinand: *Produktinnovation. Strategische Planung und Entwicklung der Produkte von morgen*, Hanser, München [u.a.] (2001)
- [Gau04] GAUSEMEIER, Jürgen; BAUCH, Jochen; RADKOWSKI, Rafael; SHEN, Qing; MÜLLER, Wolfgang und PAELKE, Volker: Lösungselement-basiertes

- Virtual Prototyping von selbstoptimierenden mechatronischem Systemen, in: *Tagung Simulation und Visualisierung*, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg (2004)
- [Gau09] GAUSEMEIER, Jürgen; RADKOWSKI, Rafael und WASSMANN, Helene: Virtuelle und erweiterte Realität zur Analyse komplexer mechatronischer Systeme. *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, 11/2009 (2009), Bd. 104: S. 1024–1031
- [Gau10] GAUSEMEIER, Jürgen; RAMMIG, Franz Josef; RADKOWSKI, Rafael; KRUPP, Alexander und MÜLLER, Wolfgang: Virtual and Augmented Reality for Systematic Testing of Self-Optimizing Systems, in: D. Marjanovic; M. Storga; N. Pavkovic und N. Bojcetic (Herausgeber) *International Design Conference (DESIGN 2010)*, Dubrovnik, Croatia (2010), S. 1305–1314
- [Ger09] GERLACH, Erik; HUSUNG, Isabel; OBERTHÜR, Siegfried; TRÖBS, Anita und ZIMMERMANN, Klaus: Untersuchung der Dynamik von Präzisionsmaschinen mittels Mehrkörpersystem-Simulation, in: *Gesellschaft für Informatik*, Bd. 2009, Dresden Fraunhofer IRB Verl. (2009), S. 175–180
- [Gir96] GIRON, Franck: *Investigations about the directivity of sound sources*, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (1996)
- [Glo04] GLOTH, Gerrit und SINAPIUS, Michael: Influence and characterisation of weak non-linearities in swept-sine modal testing. *Aerospace Science and Technology* (2004), Bd. 8(2): S. 111–120, doi: 10.1016/j.ast.2003.09.005
- [Gör10] GÖRKE, Daniel: *Experimentelle und numerische Untersuchung des Normal- und Tangentialkontaktverhaltens rauher metallischer Oberflächen*, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg (2010)
- [Gra07] GRAF, Bernd: *Validierung von Methoden zur Berechnung und Reduzierung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen*, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (2007)
- [Gre66] GREENWOOD, J. A. und WILLIAMSON, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences* (1966), Bd. 295(1442): S. 300–319, doi: 10.1098/rspa.1966.0242
- [Gud07] GUDEHUS, Thomas; KLIPPERT, Jürgen und ZICK, Jürgen: MotionCapturing zur frühzeitigen ergonomischen Bewertung von Montagetätigkeiten, in: Michael Schenk (Herausgeber) *10. IFF-Wissenschaftstage »Virtual Reality und Augmented Reality zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme«*, Bd. 10, Magdeburg (2007), S. 233–240
- [Gui08] GUIMARAES, Joao Henrique Diniz: *Modelling the dynamic interactions of rolling bearings*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (2008)
- [Gum01] GUMMERSBACH, Frank: *Schalltechnische Informationen unter konstruktiven Gesichtspunkten. Ein Beitrag zum systematischen Zugriff auf konstruktive Lärminderungsmöglichkeiten*, Dissertation, Technische Universität Clausthal (2001)

- [Ha95] HA, J. Y. und KIM, K. J.: Analysis of mimo mechanical systems using the vectorial four pole parameter method. *Journal of Sound and Vibration* (1995), Bd. 180(2): S. 333–350, doi: 10.1006/jsvi.1995.0082
- [Hac10] HACKEL, Tobias: *Grundlegende Untersuchungen zu vertikalen Positioniersystemen für Nanopräzisionsmaschinen*, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (2010)
- [Hag09] HAGENE, Jerome: *Evaluation und Implementierung eines Physiksimmersators für virtuelle Umgebungen - Fallstudie: Simulation eines Kraftfahrzeuges*, Diplomarbeit, Technische Universität Ilmenau (2009)
- [Han55] HANSEN, Friedrich: *Konstruktionssystematik. Eine Arbeitsweise für fortschrittliche Konstrukteure*, Verl. Technik, Berlin, 2. Aufl. (1955)
- [Han76] HANSEN, Friedrich: *Konstruktionssystematik. Grundlagen und Methoden*, Verl. Technik, Berlin, 2. Aufl. (1976)
- [Har88] HARRIS, Cyril M: *Shock and vibration Handbook*, McGraw-Hill, New York, 3. Aufl. (1988)
- [Hüb99] HÜBNER, Gerhard und GERLACH, Andre: *Schalleistungsbestimmung mit der DFEM : erste Untersuchungen zur Erweiterung und Anwendung auf Maschinen in der Praxis*, Bd. 846 von *Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin*, Universität Stuttgart, Berlin, Stuttgart (1999)
- [Hec94] HECKL, Manfred und MÜLLER, Helmut A.: *Taschenbuch der Technischen Akustik*, Springer, Berlin [u.a.], 2. Aufl. (1994)
- [Hen08] HENN, Hermann; SINAMBARI, Gh Reza und FALLEN, Manfred: *Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsgebiete*, Vieweg + Teuber, Wiesbaden, 4. Aufl. (2008)
- [Her03] HEROLD, Sven: *Simulation des dynamischen und akustischen Verhaltens aktiver Systeme im Zeitbereich*, Dissertation, Technischen Universität Darmstadt (2003)
- [Höh83] HÖHNE, Günter: *Struktursynthese und Variationstechnik beim Konstruieren*, Habilitationsschrift (1983)
- [Höh05] HÖHNE, Günter; BRIX, Torsten; HENKEL, Veit; LOTTER, Eberhard; LOTZ, Markus und REESSING, Michael: Virtual Prototyping von Nano- und Makrosystemen, in: Peter Scharff (Herausgeber) *Internationales Wissenschaftliches Kolloquium der Technische Universität Ilmenau*, Ilmenau (2005)
- [Höh07a] HÖHNE, Günter; HUSUNG, Stephan; BRIX, Torsten; LOTTER, Eberhard und BRIX, Sandra: Virtual Prototyping of technical products using a new audiovisual VR system, in: *19th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM)*, Brasilia (2007)
- [Höh07b] HÖHNE, Günter; HUSUNG, Stephan und LOTTER, Eberhard: Extended Virtual Prototyping, in: Frank-Lothar Krause (Herausgeber) *17th CIRP Design Conference, The Future of Product Development*, Bd. 17, Berlin (2007), S. 431–440

- [Höh07c] HÖHNE, Günter; HUSUNG, Stephan; WEBER, Christian und BRIX, Sandra: Audiovisuelle Produktoptimierung, in: Jürgen Gausemeier und Michael Grafe (Herausgeber) *6. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung*, Bd. 209, Paderborn (2007), S. 25–34
- [Höh09] HÖHNE, Günter; HUSUNG, Stephan; LOTTER, Eberhard und WEBER, Christian: Virtuelle Produktentwicklung unter Nutzung eines audiovisuellen VR-Systems. *Konstruktion* (2009), Bd. 10-2009(61): S. 52–58
- [Hon04] HONNET, Vincent; KUHLEN, Torsten; KOPP, Reiner; HOFMANN, Oliver und PLOCIENNIK, Christian: Virtuelle CSP-Gießwalzanlage, in: Jürgen Gausemeier und Michael Grafe (Herausgeber) *3. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung* (2004)
- [Hop08] HOPPE, Philip; PUCKLITSCH, Tony und SCHRÖDER, Stephan: *Konzeption und prototypische Umsetzung von Bediengerät und technischer Sitzkiste für Sichtbarkeits- und Ergonomiestudien in virtuellen Umgebungen*, Medienprojekt, Technische Universität Ilmenau, Medienproduktion (2008)
- [Hul04] HULSEBOS, Edo Maria: *Auralization using Wave Field Synthesis*, Dissertation, Delft University of Technology (2004)
- [Hus06] HUSUNG, Stephan und LOTTER, Eberhard: Produktoptimierung unter Verwendung von immersiven Projektions- und Klangfeldsystemen, in: Karl-Heinz Grote Klaus Brökel und Ralph Stelzer (Herausgeber) *Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik*, Kühlungsborn (2006), S. 141–148
- [Hus07a] HUSUNG, Stephan; HÖHNE, Günter und LOTTER, Eberhard: Extended Product Model For Simulation based Design, in: J.-C. Bocquet (Herausgeber) *16th International Conference on Engineering Design*, Bd. 16, Paris (2007), S. 93–94
- [Hus07b] HUSUNG, Stephan; HÖHNE, Günter und WEBER, Christian: Efficient Use of Stereoscopic Projection for the Interactive Visualisation of Technical Products and Processes, in: Peter Scharff (Herausgeber) *52. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium Ilmenau (IWK 2007) - Computer science meets automation*, Ilmenau (2007), S. 227–231
- [Hus07c] HUSUNG, Stephan; KRÖMKER, Heidi; HÖHNE, Günter; BRECHT, Rike und LINARES, Katja Hoffmann de: Usability von multimodalem Virtual Prototyping., in: Miglena Donschewa (Herausgeber) *Usability Day 2007*, Voralberg (2007)
- [Hus08a] HUSUNG, Stephan; METAG, Sebastian; HÖHNE, Günter und WEBER, Christian: Auralisation of Technical Systems in VR, in: Peter Scharff (Herausgeber) *53. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium (IWK 2008) - Prospects in Mechanical Engineering*, Ilmenau (2008), S. 311–312
- [Hus08b] HUSUNG, Stephan; SANDER, Martin; WEBER, Christian und HÖHNE, Günter: Optimierung der CAD-VR Datenaufbereitung zur Erzeugung

- funktionsrelevanter Modellstrukturen, in: Jürgen Gausemeier und Michael Grafe (Herausgeber) *7. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung*, Bd. 232, Paderborn (2008), S. 79–93
- [Hus09a] HUSUNG, Stephan; NEHER, Jochen; GRAMSTAT, Sebastian; WEBER, Christian; WENDER, Bernd und AUGSBURG, Klaus: Auralisierung simulierter akustischer Eigenschaften eines Hinterachsgetriebes unter Nutzung von VR, in: Michael Grafe Jürgen Gausemeier (Herausgeber) *8. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung*, Bd. 252, Paderborn (2009), S. 257–271
- [Hus09b] HUSUNG, Stephan; RÖSSEL, Christian; WEBER, Christian; HENKEL, Udo und ROTH, Matthias: Virtuelle Absicherung von Verkettungsautomatisierung mittels mobiler Roboter, in: Michael Schenk (Herausgeber) *12. IFF-Wissenschaftstage 2009 "Virtual Reality und Augmented Reality zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme"*, Bd. 12, Magdeburg (2009), S. 207–215
- [Hus09c] HUSUNG, Stephan und WEBER, Christian: Sound-Design in der Virtuellen Realität mit dem FASP der TU Ilmenau. *Berliner Kreis Newsletter* (2009): S. 12–13
- [Hus09d] HUSUNG, Stephan; WEBER, Christian und GRAMSTAT, Sebastian: Simulation of Acoustical Product Properties for Technical Systems in Virtual Environments, in: Margareta Norell Bergendahl; Martin Grimheden und Larry Leifer (Herausgeber) *17th International Conference on Engineering Design*, Bd. 5, Stanford (2009), S. 85–96
- [Hus10a] HUSUNG, Stephan; KÄSTNER, Tobias; WEBER, Christian; HÖHNE, Günter und BRIX, Torsten: Simulation of acoustical product properties in early phases of the design process, in: *11th International Design Conference - DESIGN 2010*, Dubrovnik - Cavtat - Croatia (2010), S. 1343–1352
- [Hus10b] HUSUNG, Stephan; MIKALAUSKAS, Robertas; WEBER, Christian und KÄSTNER, Tobias: Modelling of sound propagation of technical systems for real-time VR-applications. *MECHANIKA* (2010), Bd. 4(84): S. 33–37
- [Hus10c] HUSUNG, Stephan; REESSING, Michael; WEBER, Christian und TRÖBS, Anita: Verhaltensmodellierung technischer Systeme für audio-visuelle VR-Anwendungen, in: Jürgen Gausemeier und Michael Grafe (Herausgeber) *9. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung*, Paderborn (2010), S. 143–156
- [Hyn02] HYNÄ, Pertti: Mechanical mobility technique, Techn. Ber., VTT Technical Research Centre of Finland (2002)
- [IDM07] IDMT, Fraunhofer-Institut für Digitale Medientechnologie: Wellenfeldsynthese - Das Audiowiedergabesystem der Zukunft (2007)
- [IFT11] IFToMMA, International Federation for the Promotion of Mechanism und SCIENCE, Machine: IFToMM dictionaries online - <http://www.iftomm.3me.tudelft.nl/> (2011)

- [ISO97a] DIN EN ISO 11690-1: Akustik - Richtlinien für die Gestaltung lärmarmer maschinenbestückter Arbeitsstätten - Teil 1: Allgemeine Grundlagen (ISO 11690-1:1996); Deutsche Fassung EN ISO 11690-1:1996 (1997)
- [ISO97b] DIN EN ISO 11690-2: Akustik - Richtlinien für die Gestaltung lärmarmer maschinenbestückter Arbeitsstätten - Teil 2: Lärminderungsmaßnahmen (ISO 11690-2:1996); Deutsche Fassung EN ISO 11690-2:1996 (1997)
- [ISO97c] ISO/IEC 14772-1: Information technology - Computer graphics and image processing -The Virtual Reality Modeling Language - Part 1: Functional specification and UTF-8 encoding (1997)
- [ISO03] DIN EN 61672-1: Elektroakustik - Schallpegelmesser - Teil 1: Anforderungen (IEC 61672-1:2002); Deutsche Fassung EN 61672-1:2003 (2003)
- [ISO06a] DIN EN ISO 10846-1 Akustik und Schwingungstechnik - Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente (2006)
- [ISO06b] ISO 226:2003 Akustik. Normalkurven gleicher Lautstärkepegel (Acoustics. Normal equal-loudness-level contours) (2006)
- [ISO09] DIN EN ISO 11688-1:2009-11 Akustik - Richtlinien für die Konstruktion lärmarmer Maschinen und Geräte - Teil 1: Planung (ISO/TR 11688-1:1995); Deutsche Fassung EN ISO 11688-1:2009 (2009)
- [Jam06] JAMES, Doug; BARBI, Jernej und PAI, Dinesh: Precomputed acoustic transfer: output-sensitive, accurate sound generation for geometricaly complex vibration sources. *ACM Transactions on Graphics (SIGGRAPH 2006)* (2006), Bd. 25(3): S. 987–995
- [Jan90] JANSEN, Ulrich: *Geräuschverhalten und Geräuschminderung von Zahnriementrieben*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (1990)
- [Jan05] JANSSON, Markus: *Modellierung von Reibung*, Studienarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Technische Mechanik (2005)
- [Jan08] JANSSENS, Karl; GAJDATSY, Peter und AUWERAER, Herman Van der: Operational Path Analysis: a critical review, in: *ISMA2008 International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium (2008)
- [Jun07] JUNG, Thomas und ROSSMANN, Jürgen: Realisierung von Simulatoren für Forstmaschinen für den Einsatz in der Maschinenfahrerausbildung mit einem universellen 3-D-Simulationssystem, in: Michael Schenk (Herausgeber) *10. IFF-Wissenschaftstage, Virtual Reality und Augmented Reality zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme*, Bd. 10 (2007), S. 113–122
- [Küç87] KÜÇÜKAY, Ferit: *Dynamik der Zahnradgetriebe. Modelle, Verfahren, Verhalten*, Springer, Berlin [u.a.] (1987)
- [Kal96] KALAWSKY, R.S.: Exploiting Virtual Reality Techniques in Education and Training: Technological Issues. SIMA Report Series (1996)

- [Köh06] KÖHLER, Susanne und SCHECK, Arne: *Stereoskopische Computeranimation mit Ton für die Darstellung in einer CAVE*, Medienprojekt, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Audiovisuelle Technik (2006)
- [Köh08] KÖHLER, Christian; CONRAD, Jan; WANKE, Sören und WEBER, Christian: A Matrix Representation of the CPM/PDD Approach as a Means for Change Impact Analysis, in: D. Marjanovic; M. Storga; N. Pavkovic und N. Bojcetic (Herausgeber) *10th International Design Conference (DESIGN 2008)*, Dubrovnik, Croatia (2008), S. 167–174
- [Kir07] KIRCHNER, Annegret; HUSUNG, Stephan; KRÖMKER, Heidi und METAG, Sebastian: Functional Investigations of Mechanisms using CAD-modeled Constraints, in: Shigeaki Tsunoyama (Herausgeber) *10th International Conference on Humans and Computers*, Bd. 10, Düsseldorf (2007), S. 59–64
- [Kol00] KOLLMANN, Franz Gustav: *Maschinenakustik. Grundlagen, Messtechnik, Berechnung, Beeinflussung*, Springer, Berlin [u.a.], 2. Aufl. (2000)
- [Kol06] KOLLMANN, Franz Gustav; SCHÖSSER, Thomas Franz und ANGERT, Roland: *Praktische Maschinenakustik*, VDI, Springer, Berlin [u.a.] (2006)
- [Kor05] KORTE, Silje: *Untersuchung der hochfrequenten akustischen Transmission einer Kfz-Bodengruppe mittels Statistischer Energieanalyse*, Dissertation, Technische Universität Berlin (2005)
- [Kra82] KRAGELSKI, Victorovic; DOBYCIN, Michail Nikolaevic und KOMBALOV, Vjaceslav Sergeevic: *Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiss*, Verl. Technik, Berlin, 1 Aufl. (1982)
- [Kra00] KRAUSE, Werner und BÜRGER, Erich: *Gerätekonstruktion. In Feinwerktechnik und Elektronik*, Hanser, München [u.a.], 3. Aufl. (2000)
- [Kra07] KRAUSE, Frank-Lothar; FRANKE, Hans-Joachim und GAUSEMEIER, Jürgen: *Innovationspotenziale in der Produktentwicklung*, Hanser, München [u.a.] (2007)
- [Kru09] KRUK, R. und THODEN, D.: Körperschallübertragung von Wälz- und Gleitlagern, in: *IMW - Institutsmitteilung Nr. 34* (2009)
- [Kuh07] KUHLEN, Torsten; ASSENMACHER, Ingo und LENTZ, Tobias: A True Spatial Sound System for CAVE-Like Displays Using Four Loudspeakers, in: *Virtual Reality - Lecture Notes in Computer Science*, Bd. 4563/2007 (2007), S. 270–279, doi: 10.1007/978-3-540-73335-5-30
- [Kul09] KULIK, Alexander; HOCHSTRATE, Jan; KUNERT, Andre und FROEHLICH, Bernd: The Globefish: A 3D Motion Controller, in: *IEEE Virtual Reality Conference* (2009), S. 299–300
- [Leb76] LEBEDEV, Vyacheslav Ivanovich: Quadratures on a sphere. *USSR Computational Mathematics and Mathematical Physics* (1976), Bd. 16(2): S. 10–24, doi: 10.1016/0041-5553(76)90100-2
- [Leb99] LEBEDEV, Vyacheslav Ivanovich und LAIKOV, Dmitri: A quadrature formula for the sphere of the 131st algebraic order of accuracy. *Doklady Mathematics* (1999), Bd. 59(3): S. 477–481

- [Len08] LENTZ, Tobias: *Binaural technology for Virtual Reality*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (2008)
- [Li88] LI, L. und STÜHLER, W.: Strukturmodifikation mit dem Modal-Korrektur-Verfahren für das System mit nicht proportionaler Dämpfung. *Archive of Applied Mechanics* (1988), Bd. 58(6): S. 466–473, doi: 10.1007/BF01342342
- [Lot02] LOTZ, Markus: *Entwicklung eines Handlingsystems für Pick & Place-Aufgaben mit neuen Antriebskonzepten*, Diplomarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Konstruktionstechnik (2002)
- [Lär07] Bundesministeriums der Justiz: Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen (Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - LärmVibrationsArbSchV) vom 6. März 2007 (BGBl. I, Nr. 8, S. 261) (2007)
- [Lyo95] LYON, Richard H. und DEJONG, Richard G.: *Theory and application of statistical energy analysis*, Butterworth-Heinemann, Boston [u.a.], 2. Aufl. (1995)
- [Mac67] MACROBERT, Thomas Murray: *Spherical harmonics. An elementary treatise on harmonic functions with applications*, International series of monographs in pure and applied mathematics ; 98, Pergamon Press, Oxford [u.a.], 3. Aufl. (1967)
- [Mag08] MAGNUS, Kurt; POPP, Karl und SEXTRO, Walter: *Schwingungen: Eine Einführung in die physikalischen Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen ; mit 68 Aufgaben mit Lösungen*, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 8. Aufl. (2008)
- [Mak03] MAKARSKI, Michael: Vierpolbeschreibung von dynamischen Schallwandlern, in: *DAGA - Fortschritte der Akustik*, Aachen (2003), S. 198–199
- [Mar05] MARTNER, Otto und ZERBS, Carsten: Übertragungspfadanalyse und -synthese (TPA/TPS) mit Nebenwegkompensation bei Fahrzeugen, in: *Motor- und Aggregate-Akustik*, Bd. 2 (2005), S. 54–63
- [Mel03] MELCHIOR, Sandra; Sporer Thomas; Roder Thomas; Klehs Beate, Frank; Brix: Wave Field Syntheses in Combination with 2D Video Projection, in: *24th International Conference: Multichannel Audio, The New Reality*, Banff (2003)
- [Mel05] MELCHIOR, Frank; LAUBACH, Tobias und VRIES, Diemer de: Authoring and User Interaction for the Production of Wave Field Synthesis Content in an Augmented Reality System, in: *Proceedings of the 4th IE-EE/ACM International Symposium on Mixed and Augmented Reality* (2005), S. 48 – 51, doi: 10.1109/ISMAR.2005.20
- [Mel10] MELCHIOR, Frank; LANGHAMMER, Jan; ROEDER, Thomas; REICHELT, Katrin und BRIX, Sandra: Schutzrecht US 7 680 288 B2 - Apparatus and method for generating, storing, or editing an audio representation of an audio scene (03/16/2010), pr.: US 2005/0105442 A1 (05/19/2005)
- [Men05] MENZEL, Daniel; WITTEK, Helmut; THEILE, Günther und FASTL, Hugo: The Binaural Sky: A Virtual Headphone for Binaural Room Synthesis, in: *Internationales Tonmeister Symposium*, Hohenkammer (2005)

- [Met07] METAG, Sebastian: *Erarbeitung eines Verfahrens zur realistischen Fugenvisualisierung in virtuellen Fahrzeugdarstellungen und Evaluierung der Darstellungsergebnisse*, Diplomarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Medienproduktion (2007)
- [Met08] METAG, Sebastian; HUSUNG, Stephan; KRÖMKER, Heidi und WEBER, Christian: Studying User Experience in Virtual Environments, in: *Nordic Forum for Human-Computer Interaction Research* (2008)
- [Met10] METAG, Sebastian; PUCKLITSCH, Tony und KRÖMKER, Heidi: Entwicklung eines Bewertungsinstrumentariums für digitale Menschmodelle, in: Michael Schenk (Herausgeber) *13. IFF-Wissenschaftstage: Digitales Engineering und virtuelle Techniken zum Planen, Testen und Betreiben technischer Systeme*, Magdeburg (2010), S. 191–199
- [Mom99] MOMONO, Tatsunobu und NODA, Banda: Sound and Vibration in Rolling Bearings. *NSK Motion & Control No. 6* (1999)
- [Mon87] MONDOT, J. M. und PETERSSON, B.: Characterization of structure-borne sound sources: The source descriptor and the coupling function. *Journal of Sound and Vibration* (1987), Bd. 114(3): S. 507–518, doi: 10.1016/S0022-460X(87)80020-2
- [Mös05] MÖSER, Michael: *Technische Akustik*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 6 Aufl. (2005)
- [Mös10] MÖSER, Michael: *Messtechnik der Akustik*, Springer Verlag, Berlin (2010)
- [MT03] MÜLLER-TOMFELDE, Christian: *Sounds@Work - Akustische Repräsentationen für die Mensch-Computer Interaktion in kooperativen und hybriden Arbeitsumgebungen*, Dissertation, Technischen Universität Darmstadt (2003)
- [Nag08] NAGEL, Thomas: *Zahnriemengetriebe. Eigenschaften, Normung, Berechnung, Gestaltung*, Hanser, München [u.a.] (2008)
- [Nen04] NENTWICH, Fred: *Transfer-Pfad-Analyse im Zeitbereich zur Auralisierung von PKW-Innengeräuschen*, Dissertation, Technische Universität München (2004)
- [Net07] NETTELBECK, C und RIEMANN, D.: Synthese von binauralen Innengeräuschen und Vibrationen mittels Transferpfadanalyse und simulierten Anregungsdaten, in: *13. VDI-Fachtagung Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung - Mess- und Versuchstechnik*, Würzburg (2007)
- [Noi09] NOISTERNIG, Markus und KATZ, Brian F. G.: Reconstructing sound source directivity in virtual acoustic environments, in: Yoiti Suzuki; Douglas Brungart; Hiroaki Kato; Kazuhiro Iida; Densil Cabrera und Yukio Iwaya (Herausgeber) *International Workshop on the principles and application of spatial hearing* (2009), S. 1–4
- [Nor03] Europäische Union RICHTLINIE 2003/10/EG: Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkungen (Lärm) (2003)

- [Oht00] OHTA, Hiroyuki und HAYASHI, Eiji: Vibration of linear guideway type recirculation linear ball bearings. *Journal of Sound and Vibration* (2000), Bd. 235(5): S. 847–861, doi: 10.1006/jsvi.2000.2950
- [Opi66] OPIZ, H.; ZUMBROICH, H.; TIMMERS, J.; TOPPE, A. und BOSCH, M.: *Untersuchungen über das Geräusch- und Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben*, Forschungsbericht des Laboratoriums für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Essen (1966)
- [Ost08] OSTERMAYER, Dirk: *Kontinuierliche Verbesserung von Produktionsprozessen mit Virtual Reality-Technologie*, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern (2008)
- [Pau10] PAUL, Steffen und PAUL, Reinhold: *Grundlagen der Elektrotechnik und Elektronik 1: Gleichstromnetzwerke und ihre Anwendungen*, Springer, Berlin, 4. Aufl. (2010)
- [Per09] PERNEDER, Raimund: *Handbuch Zahnriementchnik: Grundlagen, Berechnung, Anwendungen*, Springer, Berlin (2009)
- [Pop94] POPP, K.: Nichtlineare Schwingungen mechanischer Strukturen mit Füge- oder Kontaktstellen. *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* (1994), Bd. 74(3): S. 147–165, dOI: 10.1002/zamm.19940740302
- [Pop10] POPOV, Valentin L.: *Contact mechanics and friction. Physical principles and applications*, Springer, Berlin [u.a.] (2010), dt. Ausg. u.d.T.: Popov, Valentin L.: Kontaktmechanik und Reibung
- [Rad08] RADKOWSKI, Rafael und WASSMANN, Helene: An Augmented Reality-based Approach for the Visual Analysis of Intelligent Mechatronic Systems, in: *IDETC/CIE 2008 ASME 2008 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, New York City, New York (2008)
- [Sat07] SATTLER, Robert: *Physikalisch basierte Mixed-Level Modellierung von gedämpften elektromechanischen Mikrosystemen*, Dissertation, Technischen Universität München (2007)
- [Sch05] SCHLAGNER, S. und STREHLAU, U.: Fourier-Analyse versus Wavelet-Analyse. *PAMM* (2005), Bd. 5(1): S. 125–126, doi: 10.1002/pamm.200510043
- [Sch06] SCHLESINGER, Anton: *Arraytechnologie in der Raumakustik*, Diplomarbeit, Ilmenau, Technische Universität Ilmenau (2006)
- [Sch07a] SCHLESINGER, Anton; GALDO, Giovanni Del; ALBRECHT, Bernhard; HUSUNG, Stephan; LOTZE, Jörg; SCHADE, Hans-Peter und HAARDT, Martin: Holographische Modalanalyse mit skalierbarem Kugelarray, in: *DAGA - Fortschritte der Akustik*, Bd. 33, Stuttgart (2007), S. 885–886
- [Sch07b] SCHLESINGER, Anton; GALDO, Giovanni Del; LOTZE, Jörg; HUSUNG, Stephan und ALBRECHT, Bernhard: Holographic sound field analysis with

- a scalable spherical microphone-array, in: *122nd Audio Engineering Society*, Bd. 2, Wien (2007), S. 630–636
- [Sch08] SCHILLING, Thomas: *Augmented Reality in der Produktentstehung*, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (2008)
- [Sei99] SEIDEL, Erhard: *Wirksamkeit von Konstruktionen zur Schwingungs- und Körperschalldämmung in Maschinen und Geräten : Grundlagen, Meßverfahren, Zusammenstellung typischer Bauelemente*, Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin: Forschungsbericht, Fb 852, Wirtschaftsverlag NW Verlag für neue Wissenschaft GmbH, Bremerhafen (1999)
- [Sei01] SEIDEL, Erhard: Schwingungstechnische Modellierung mechanischer Baugruppen auf der Grundlage von Impedanzmessungen: Modeling Mechanical Vibrations by the Use of Impedance Measurements. *Technisches Messen* (2001), Bd. 68(10): S. 456–464
- [Sel04] SELL, Hendrik: *Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von elastischen Bauteilen im Einbauzustand*, Dissertation, Technische Universität Hamburg (2004)
- [Ser95] SERVIÈRE, C. und BAUDOIS, D.: Source separation with noisy observations: A noise cancelling application. *Signal Processing* (1995), Bd. 42(1): S. 45–57, doi: 10.1016/0165-1684(94)00115-G
- [SF05] SCHMIDT-FELLNER, A.; BRUNS, J. U. und POPP, K.: Identifikation nichtlinearer Koppelemente. *Forschung im Ingenieurwesen* (2005), Bd. 69(2): S. 82–89, doi: 10.1007/s10010-004-0141-z
- [Sha84] SHANNON, C. E.: Communication in the presence of noise. *Proceedings of the IEEE* (1984), Bd. 72(9): S. 1192–1201
- [Sla03] SLATER, Mel: A Note on Presence Terminology. *Presence connect* (2003), Bd. 3(3)
- [Sla10] SLADÉCZEK, Christoph; RATH, Michael und BRIX, Sandra: Anwendung der Wellenfeldsynthese in der digitalen Produktentwicklung und -optimierung, in: Jürgen Gausemeier und Michael Grafe (Herausgeber) *9. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung*, Paderborn (2010), S. 131–141
- [Sno71] SNOWDON, J. C.: Mechanical four-pole parameters and their application. *Journal of Sound and Vibration* (1971), Bd. 15(3): S. 307–323, doi: DOI: 10.1016/0022-460X(71)90427-5
- [Son00] SONTACCHI, Alois und HÖLDRICH, Robert: Schallfeldreproduktion durch ein verbessertes Holophonie-Ambisonic System, in: *Tagungsband der 21. Tonmeistertagung*, Hannover (2000)
- [Spe91] SPERLICH, Horst: Zum Übergang von der Funktion zur Gestaltung. *Technische Hochschule Ilmenau* (1991), Bd. 37(5): S. 93–102
- [Spo08] SPORS, Sascha; RABENSTEIN, Rudolf und AHRENS, Jens: The Theory of Wave Field Synthesis Revisited, in: *Convention of Audio Engineering Society*, Bd. 124, Amsterdam (2008)

- [Spr06] SPRINGER, Jan P.; SLADCEK, Christoph; SCHEFFLER, Martin; HOCHSTRATE, Jan; MELCHIOR, Frank und FRÖHLICH, Bernd: Combining Wave Field Synthesis and Multi-Viewer Stereo Displays, in: *Proceedings of the IEEE conference on Virtual Reality* (2006), S. 237–240, doi: 10.1109/VR.2006.33
- [Sta97] START, E.W.: *Direct sound enhancement by wave field synthesis*, Dissertation, Delft University of Technology (1997)
- [Swa06] SWAPP, David; PAWAR, Vijay und LOSCOS, Céline: Interaction with co-located haptic feedback in virtual reality. *Virtual Reality* (2006), Bd. 10(1): S. 24–30, doi: 10.1007/s10055-006-0027-5
- [Sym00] SYMIETZ, Michael: *Echtzeitbasierte Generierung und Verlegung von Leitungsobjekten in einem digitalen Fahrzeugmodell mit einem Virtual-Reality-System*, Dissertation, Universität Bielefeld (2000)
- [The04] THEILE, G. und WITTEK, Helmut: Wave field synthesis: A promising spatial audio rendering concept. *Acoustical Science and Technology* (2004), Bd. 25(6): S. 393–399, doi: 10.1250/ast.25.393
- [Ull03] ULLRICH, Hartwig: *Konstruktion eines Handlingsystems unter Nutzung eines neuen Getriebekonzeptes*, Studienarbeit, Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Konstruktionstechnik (2003)
- [Ull04] ULLMANN, Thomas: *Vertex-Tracing. Interaktives Ray-Tracing durch adaptiv progressives Refinement im Objektraum*, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (2004)
- [Vaj09] VAJNA, Sandor; WEBER, Christian; BLEY, Helmut und ZEMAN, Klaus: *CAX für Ingenieure - Eine praxisbezogene Einführung*, Springer, Berlin [u.a.], 2. Aufl. (2009)
- [Vak85] VAKAKIS, A. F.: Dynamic analysis of a unidirectional periodic isolator, consisting of identical masses and intermediate distributed resilient blocks. *Journal of Sound and Vibration* (1985), Bd. 103(1): S. 25–33, doi: 10.1016/0022-460X(85)90245-7
- [Vas03] VASEL, Thomas; JANSSENS, K.; ADAMS, M. und PONSEELE, Patrick Van de: Die Echtzeit-Simulation des Fahrzeuggeräusches durch Einbindung eines Ersatzmodells zur Beschreibung der Klangqualität, in: *Motor- und Aggregate-Akustik*, Magdeburg (2003), S. 125–133
- [VDI90] VDI Richtlinie 3720 Blatt 9.1: Lärmarm Konstruieren; Leistungsgetriebe; Minderung der Körperschallanregung im Zahneingriff (1990)
- [VDI93] VDI Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte (1993)
- [VDI01] VDI Richtlinie 3839 Blatt 1: Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen - Allgemeine Grundlagen (2001)
- [Ver94] VER, Istvan L. und HOWE, Michael S.: Reciprocity-based experimental determination of dynamic forces and moments: A feasibility study (Final Report BBN Systems and Technologies Corp., Cambridge, MA.) (1994), provided by the SAO/NASA Astrophysics Data System

- [Ver97] VERHEIJEN, Edwin Nico Gerard: *Sound reproduction by Wave Field Synthesis*, Dissertation, Delft University of Technology (1997)
- [Vor08] VORLÄNDER, Michael: *Auralization: Fundamentals of Acoustics, Modeling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg (2008)
- [vrc06] GmbH vrcom - Virtual Design 2 Programmers Guide (2006)
- [Wah94] WAHL, F. und JUNGBLUTH, R.: Zur Lösung eines inversen Problems der Strukturmodifikation auf der Grundlage gemessener Frequenzgänge. *Zeitschrift für Anwendungen der Technischen Mechanik* (1994), Bd. 1(14): S. 23–34
- [Wau08] WAUER, Jörg: *Kontinuumschwingungen. Vom einfachen Strukturmodell zum komplexen Mehrfeldsystem ; mit 74 Aufgaben und 41 Beispielen*, Studium, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 1. Aufl. Aufl. (2008)
- [Wea90] WEAVER, William; TIMOSHENKO, Stephen P. und YOUNG, Donovan Harold: *Vibration problems in engineering*, A Wiley-Interscience publication, Wiley, New York [u.a.], 5. Aufl. (1990)
- [Web05a] WEBER, Christian: CPM/PDD - an Extended Theoretical Approach to Modelling Products and Product Development Processes, in: *3. International PhD Conference on Mechanical Engineering*, Srni, Czech Republic (2005)
- [Web05b] WEBER, Christian: Simulationsmodelle für Maschinenelemente als Komponenten mechatronischer Systeme, in: Peter Scharff (Herausgeber) *50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium Ilmenau (IWK 2005)*, Ilmenau (2005), S. 605–606
- [Web09a] WEBER, Christian: Theory of Technical Systems (TTS) - Existing Approaches and Challenges, in: Margareta Norell Bergendahl; Martin Grimheden und Larry Leifer (Herausgeber) *17th International Conference on Engineering Design*, Bd. 2, Stanford (2009), S. 65–76
- [Web09b] WEBER, Christian; HÖHNE, Günter und HUSUNG, Stephan: Modeling of Acoustical Product Properties for Technical systems in VR, in: *14th International Conference MECHANIKA*, Kaunas University of Technology, Lithuania (2009), S. 456–460
- [Web10] WEBER, Christian; HÖHNE, Günter; HUSUNG, Stephan; AUGSBURG, Klaus und GRAMSTAT, Sebastian: Sound-Design und Maschinenakustik in der Virtuellen Realität. *Industrie-Management* (2010), Bd. 26(2): S. 57–60
- [Wei03] WEIDEMANN, Hans-Jürgen: *Schwingungsanalyse in der Antriebstechnik*, Springer, Berlin [u.a.] (2003)
- [Wen98] WENSING, Jeroen Anton: *On the dynamics of ball bearings*, Dissertation, University of Twente (1998)
- [Wen02] WENDER, Bernd: Untersuchungen zur Gehäusegestaltung für lärmarme Zahnradgetriebe. *Konstruktion* (2002), Bd. 6: S. 85–90

- [Wri97] WRIGHT, Matthew und FREED, Adrian: Open Sound Control: A New Protocol for Communicating with Sound Synthesizers, in: *International Computer Music Conference*, Thessaloniki, Hellas (1997), S. 101–104
- [Xu07] XU, Song; LI, Zhizhong und SALVENDY, Gavriel: Individualization of Head-Related Transfer Function for Three-Dimensional Virtual Auditory Display: A Review, in: *Virtual Reality*, Bd. 4563/2007 (2007), S. 397–407, doi: 10.1007/978-3-540-73335-5-44
- [YS08] YONG-SUB, Yi; KIM, Yoon; CHOI, Jae; YOO, Jeonghoon; LEE, Dong; LEE, Suk und LEE, Sung: Dynamic analysis of a linear motion guide having rolling elements for precision positioning devices. *Journal of Mechanical Science and Technology* (2008), Bd. 22(1): S. 50–60, doi: 10.1007/s12206-007-1006-9
- [Zei05] ZEITLER, Berndt: *A Comparative Study of Source Substitution Methods*, Dissertation, Technischen Universität Berlin (2005)
- [Zei06] ZEITLER, Andreas: *Untersuchung der Hubschrauberinnenakustik mittels der Methode der statistischen Energieanalyse*, Dissertation, Technischen Universität München (2006)
- [Zel09] ZELLER, Peter: *Handbuch Fahrzeugakustik. Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch; mit 43 Tabellen*, ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 1. Aufl. Aufl. (2009)
- [Zha95] ZHAI, Shumin: *Human Performance in Six Degree of Freedom Input Control*, Dissertation, University of Toronto (1995)
- [Zie71] ZIEGLER, Heinz: *Verzahnungssteifigkeit und Lastverteilung schrägverzählter Stirnräder*, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (1971)
- [Zim03] ZIMMERMANN, Klaus: *Technische Mechanik - multimedial. [Übungsbuch mit Multimedia-Software] ; mit 45 Tabellen*, Fachbuchverl. Leipzig im Carl Hanser Verl., München [u.a.], 2. Aufl. (2003)
- [Zim04] ZIMMERMANN, K.; GRABOW, J.; GERLACH, E.; TRÖBS, A.; ZEIDIS, I. und BEHN, C.: Virtual Prototyping of Nanopositioning- and Nanomeasuring Machines using Methods of Multibody System Dynamics, in: *8th International Conference on Mechatronics Technology (ICMT)*, Hanoi (Vietnam) (2004)
- [Zim09] ZIMMERMANN, Klaus; ZEIDIS, Igor und BEHN, Carsten: *Mechanics of terrestrial locomotion. with a focus on non-pedal motion systems*, Springer, Berlin [u.a.] (2009)
- [Zsc00] ZSCHIESCHANG, Torsten: *Schwingungsanalyse an Maschinen mit ungleichförmig übersetzenden Getrieben*, Dissertation, Technischen Universität Chemnitz (2000)

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungsverzeichnis

API	Application Programming Interface
AR	Augmented Reality
BEM	Boundary-Elemente-Methode
CAD	Computer Aided Design
CAVE	Cave Automatic Virtual Environment
FASP	Flexible Audio-visuelle Stereo-Projektionseinrichtung
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
HMD	Head Mounted Displays
HRTF	Head Related Transfer Function
IDMT	Fraunhofer-Institut für Digitale Medientechnologie
MKS	Mehrkörpersystem
OSC	Open Sound Control
SEA	Statistische Energieanalyse
TOTE	Test-Operate-Test-Exit
UDP	User Datagram Protocol
VD2	Virtual Design 2
VR	Virtual Reality
VRML	Virtual Reality Modeling Language
wav	Waveform Audio File Format
WFS	Wellenfeldsynthese

Formelzeichen

a	Achsabstand, Streckungs- oder Stauchungsfaktor, Beschleunigung
A_P	Anzahl der Quadraturpunkte

A_K	Anzahl der Koppelstellen an einer Komponente
A_M	Anzahl der Elemente in einer Masche
A_O	Anzahl der Oberflächenpunkte
A_P	Anzahl der Polparameter
A_Q	Anzahl der Quellen
A_W	Anzahl der Wälzkörper
A_Z	Anzahl der Zweige an einem Knoten
α	Eingriffswinkel
b	Breite
B	Kenngröße der Oberflächengeometrie
β	Schrägungswinkel
c	Steifigkeit
c_S	Schallgeschwindigkeit
d	Dämpfungskonstante
D_T	Teilkreisdurchmesser
D_W	Wälzkörperdurchmesser
E	Elastizitätsmodul
ε_a	Überdeckungsgrad
ε	Relative Verformung
f	Frequenz
F	Kraft
Γ	Gammafunktion
h	Verformung, Eindringtiefe, Werkzeugkopfhöhe
i	Komplexe Zahl, Übersetzung
I	Flächenträgheitsmoment
J	Massenträgheitsmoment
k	Wellenzahl, Ordnung
κ	Eigenwert
l	Ordnung
L_{WA}	Schallleistungspegel
Λ	Eigenfunktionsamplituden der Greenschen Funktion

m	Masse, Modul, Modus
M	Drehmoment
n	Normalenvektor, Drehzahl
O	Oberfläche
p	Druck, Schalldruck
P	Punkt, Spezifische Belastung
Φ	Matrix
Ψ	Eigenfunktionsamplituden des Schallfeldes
ψ	Hilfswinkel
φ	Azimutwinkel, Rotationswinkel
q	Steuergröße, Schallfluss
r	Radius, Positionsvektor
ϱ	Dichte
S	Quellfunktion
t	Zeit
T	Transformationsmatrix
Θ	Kehrwert des äquivalenten Elastizitätsmoduls
ϑ	Elevationswinkel
θ	Hilfswinkel
τ	Oberflächenbeiwert
U	Leistung
v	Schnelle
v	Geschwindigkeit
V	Vektor
ν	Poissonzahl (Querkontraktionszahl)
w	Durchbiegung
ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
x	Länge, Profilverschiebung
x_{ges}	Gesamt-Profilverschiebung
Y	Admittanz
\mathcal{Y}	Sphärische Harmonische

z	Zähnezahl
ζ	Hilfswinkel

Liste der bisher erschienenen Bände, Stand 17.04.2012

Bericht aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion (IMK), 1990 – 2010

- Band 1 Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau (Hrsg.):**
Forschung und Lehre im Institut für Maschinenelemente und Konstruktion
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 1999. - ISBN 3-932633-37-7
- Band 2 Spiller, Frank:**
Möglichkeiten der rechentechnischen Umsetzung von Erkenntnissen aus der Konstruktions-systematik unter Nutzung der Featuretechnologie
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 1998. - ISBN 3-932633-20-2
- Band 3 Leibl, Peter:**
Entwicklung eines featureorientierten Hilfsmittels für die Konstruktion kostengünstiger Produkte
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 1998. - ISBN 3-00-003695-4
- Band 4 Lutz, Steffen:**
Kennlinie und Eigenfrequenzen von Schraubenfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2000)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-47-4
- Band 5 Kletzin, Ulf:**
Finite-Elemente-basiertes Entwurfssystem für Federn und Federanforderungen
(Dissertation TU Ilmenau 2000)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-48-2
- Band 6 Volz, Andreas K.:**
Systemorientierter Karosserie-Konzeptentwurf am Beispiel der Crashsimulation
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-52-0
- Band 7 Brix, Torsten:**
Feature- und constraint-basierter Entwurf technischer Prinzipie
(Dissertation TU Ilmenau 2001)
Ilmenau : ISLE, 2001. - ISBN 3-932633-67-9

- Band 8 Rektor der TU Ilmenau und Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau (Hrsg.) in Zusammenarbeit mit Carl Zeiss Jena GmbH**
Vom Arbeitsblatt zum virtuellen Prototyp – 50 Jahre
Konstruktionssystematik
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2002. - ISBN 3-932633-68-7
- Band 9 Liebermann, Kersten:**
Rechnergestütztes Entwurfs- und Optimierungssystem für
Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2003)
Ilmenau : ISLE, 2003. - ISBN 3-932633-74-1
- Band 10 Meissner, Manfred; Denecke, Klaus:**
Die Geschichte der Maschinenelemente als Fachgebiet und Institut an der
Technischen Universität Ilmenau von 1953 bis 2003
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2003. - ISBN 3-932633-82-2
- Band 11 Geinitz, Veronika:**
Genauigkeits- und auslastungsoptimierte Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2006)
Ilmenau : ISLE, 2006. - ISBN 3-938843-11-X
- Band 12 Institut für Maschinenelemente und Konstruktion (Hrsg.):**
Festschrift zum Ehrenkolloquium anlässlich der Emeritierungen von
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Günter Höhne und Univ.-Prof. Dr.-Ing.
habil. Hans-Jürgen Schorcht
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2005. - ISBN 3-932633-97-0
- Band 13 Wittkopp, Tobias:**
Mehrkörpersimulation von Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2005)
Ilmenau : ISLE, 2005. - ISBN 3-938843-07-1
- Band 14 Frank, Stefan:**
Justierdrehen – eine Technologie für Hochleistungsoptik
(Dissertation TU Ilmenau 2007)
Ilmenau : ISLE, 2008. - ISBN 978-3-938843-35-4
- Band 15 Schilling, Thomas:**
Augmented Reality in der Produktentstehung
(Dissertation TU Ilmenau 2008)
Ilmenau : ISLE, 2008. - ISBN 978-3-938843-42-0

Band 16 Lotz, Markus:

Konstruktion von Messspiegeln hochgenauer Mess- und Positioniermaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2009)
Ilmenau : ISLE, 2009. - ISBN 978-3-938843-46-8

[Band 17] Hackel, Tobias:

Grundlegende Untersuchungen zu vertikalen Positioniersystemen für Nanopräzisionsmaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Münster, Westf : Monsenstein und Vannerdat, 2010. - ISBN 978-3-86991-111-3

[Band 18] Frank, Thomas:

Konzeption und konstruktive Gestaltung der Messkreise von Nanomessmaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Münster, Westf : Monsenstein und Vannerdat, 2010. - ISBN 978-3-86991-194-6

Berichte aus dem Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK), 2010 - ...

Band 19 Sondermann, Mario:

Mechanische Verbindungen zum Aufbau optischer Hochleistungssysteme
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2011. - ISBN 978-3-939473-94-7

Band 20 Stephan Husung:

Simulation akustischer Produkteigenschaften unter Nutzung von Virtual Reality während der Produktentwicklung
(Dissertation TU Ilmenau 2011)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2012. - ISBN 978-3-86360-026-6